

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2004 年 4 月 15 日 (15.04.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/031660 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F24F 13/06
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/010741
- (22) 国際出願日: 2003 年 8 月 26 日 (26.08.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2002-289663 2002 年 10 月 2 日 (02.10.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (MITSUBISHI DENKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒100-8310 東京都千代田区丸の内

二丁目 2 番 3 号 Tokyo (JP). 独立行政法人 航空宇宙技術研究所 (NATIONAL AEROSPACE LABORATORY OF JAPAN) [JP/JP]; 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 Tokyo (JP).

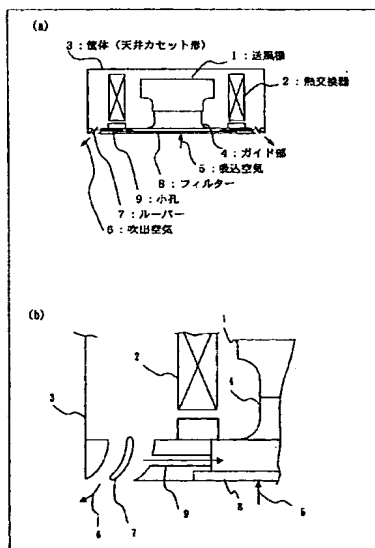
(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 山下 浩司 (YAMASHITA, Kouji) [JP/JP]; 〒100-8310 東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 内田 毅 (UCHIDA, Tsuyoshi) [JP/JP]; 〒100-8310 東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 石井 達哉 (ISHII, Tatsuya) [JP/JP]; 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内 Tokyo (JP). 武田 克巳 (TAKEDA, Katsumi) [JP/JP]; 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内 Tokyo (JP). 生沼 秀

/続葉有/

(54) Title: METHOD FOR REDUCING NOISE OF AIR CONDITIONER, FAN UNIT AND APPARATUS, PRESSURE PULSATION REDUCER OF REFRIGERATION CYCLE UNIT, PRESSURE PULSATION REDUCER OF PUMP UNIT AND PRESSURE PULSATION REDUCING METHOD OF APPARATUS

(54) 発明の名称: 空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法及び冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置及びポンプ装置の圧力脈動低減装置及び機器の圧力脈動低減方法



- 1...FAN
2...HEAT EXCHANGER
3...HOUSING (CEILING CASSETTE TYPE)
4...GUIDE SECTION
5...SUCTION AIR
6...BLOWING AIR
7...LOUVER
8...FILTER
9...SMALL HOLE

(57) Abstract: An air conditioner ensuring a sufficient noise reduction effect in low frequency region of several hundreds Hz or below, characterized by comprising a heat exchanger performing heat exchange between air and refrigerant of a refrigeration cycle, a fan unit for supplying air to the heat exchanger, an air duct for installing the fan unit and passing a sound wave, and a plurality of small holes for blowing a jet flow into the air duct or sucking a jet flow from the air duct by the pressure difference between the blowing side and the sucking side of the fan unit.

(57) 要約: 数百 Hz 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる空気調和装置を得るために、この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことを特徴とする。



司 (OINUMA, Hideshi) [JP/JP]; 〒182-8522 東京都 調布市 深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内 Tokyo (JP). 長井 健一郎 (NAGAI, Kenichiro) [JP/JP]; 〒182-8522 東京都 調布市 深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 溝井 章司, 外 (MIZOI, Shoji et al.); 〒247-0056 神奈川県 鎌倉市 大船二丁目 1 7 番 1 0 号 N T A 大船ビル 3 F 溝井国際特許事務所 Kanagawa (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, CN, JP, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法及び冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置及びポンプ装置の圧力脈動低減装置及び機器の圧力脈動低減方法

技術分野

この発明は、室内等を空気調和する空気調和装置の騒音低減、室内や室外等に送風する送風装置の騒音低減、一般的な機器の騒音低減方法、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置、ポンプ装置の圧力脈動低減装置、及び一般的な機器の圧力脈動低減方法に関するものである。機器の代表的な例として、空気調和装置、送風装置、冷凍サイクル装置及びポンプ装置を例に挙げて説明する。

15 背景技術

従来の空気調和装置の騒音低減方法においては、送風ダクト内に吸音材を貼る方法、共鳴を利用する方法等が知られている。

送風ダクト内に吸音材を貼る方法では、送風機の吸引作用によって、送風ダクト内に吸込空気が搬送されるが、その際、送風機にて発生した騒音も送風ダクト内に放射される。騒音は、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は送風ダクト内をダクト壁にて反射しながら進んでいく。吸音材はその内部に多くの気泡を持つ構造になっており、音波が送風ダクト内を進むうちに吸音材の中にも入り込み、音波は吸音材の内部の気泡の作用により乱反射を起こして、音波の持つエネルギーが熱エネルギーに変わり、エネルギーレベルが低下、即ち騒音レベルが低下する。これが吸音材による騒音低減のメカニズムである。

しかし、吸音材の内部で乱反射を起こすのは波長の短い音波であるため、一般的に高周波数において主に、高い吸音効果を発揮する。

また、共鳴を利用する方法の一例であるヘルムホルツの共鳴器も代表的な騒音低減方法である。ヘルムホルツの共鳴器は送風ダクト内に開口部を持ち、内部に空間を持つ構造となっている。このような構造にすると、送風ダクト内を伝播されてきた音波がヘルムホルツの共鳴器の中に入り込み、そこで共鳴を起こす。共鳴を起こさせることで、音波のエネルギーが熱エネルギーに変化し、騒音レベルが低下する。

ヘルムホルツの共鳴器は、共鳴という原理の性質上、その入口や内部の寸法によって共鳴させる音波の波長が決まってしまう、また共鳴周波数近辺の周波数及び高周波を持った音波しか騒音レベルを減らすことができない。

また、共鳴を利用する方法の他の例として、ダクト内面に多孔板を露出させその背後に背後層を持った孔空吸音板による騒音低減方法がある。この方法は、孔空板と背後層で構成された共鳴器にて音波を共鳴させて騒音を低減させる方法で、上記ヘルムホルツの共鳴器と原理及び効果は同じである。

孔空吸音板による方法は、孔空板の径、背後層厚さ、開口率、板厚によって吸音すべき音の周波数が決まるため、その設計の仕方によっては低周波数の音も低減できるが、そのためには相応の大きさを持った背後層が必要となり、多大な設置スペースを必要とする。

また、従来の冷凍サイクル装置又はポンプ装置の圧力脈動低減方法としては、膨張部での乱反射によりエネルギーを損失させる膨張型マフラーが知られている。膨張型マフラーでの圧力脈動低減効果は比較的広帯域に及ぶが、圧力脈動低減量を増加させるためには膨張部前後での径の比を増やす必要があり、大きな圧力脈動低減量を得るためには多大なス

ペースを必要とする。

また、特開平 7-247905 号公報には、多孔板を通じて風路に空気を供給する形態が示されているが、これは供給空気によって風路内の空気の温度を下げて多孔板と背後層にて音波を共鳴させて騒音を低減させるものであり、本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

また、特開平 8-143149 号公報には、排気孔に多孔質の通気抵抗部材を付けその多孔質通気抵抗部材を通して排気する形態が示されているが、これは流体の噴出する面積を広げて流体の速度を落としその分流体の噴出音を低減しようとするもので、これも本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

従来の空気調和装置の騒音低減方法は、以上のように構成されているため、主に高周波数域での騒音レベルしか低減することができず、空気調和装置において最も低減すべき数百 Hz 以下の低周波数域において騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

また、共鳴を利用する方法で低周波数域の騒音レベルを低下できるものでも、騒音低減効果のある周波数帯が狭く、インバータや印加電圧等によって送風機の回転数が変化した場合に、一部の回転数域でしか騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

また、低周波数域での騒音レベルを低下させるためには、多くのスペースを必要とするため、大きさの限られた空気調和装置には使用できないという問題点があった。

また、送風翼もしくは送風装置から発生する音は、吹出側と吸込側の両方向に伝播するため、この両方向の騒音を低減するためには、それぞれに別々の騒音低減機構を設けなければならず、構造が複雑になりしかも設置スペースも大きくなってしまいう問題点があった。

また、冷凍サイクル装置で発生する冷媒も圧力脈動やポンプ装置で発生する水やラインの圧力脈動を大幅に低減させるためには、多大なスペースを必要としていたという問題点があった。

この発明は、以上のような問題点を解決するためになされたもので、
5 数百Hz以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法を得ることを目的とする。

また、この発明は、広い周波数域に渡って低周波数音を低減できる空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。
10

また、あまり大きなスペースを必要としない空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。

また、一つの騒音低減方法で、送風翼もしくは送風装置の吹出側と吸込側の両方向の騒音を低減させることで、構造が簡単でかつ小さな設置
15 スペースの空気調和装置及び送風装置及び騒音低減方法を得ることを目的としている。

また、送風翼や送風装置の前後差圧を駆動源にすることで、送風翼もしくは送風装置の回転数が変化した時に、その回転数に合わせて騒音低減効果のある周波数域や音圧レベルが自動的に変化するように構成し、
20 安価なシステムを得ることを目的としている。

また、あまり大きなスペースを必要としない圧力脈動低減方法を得ることを目的としている。

発明の開示

25 この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この

送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことを特徴とする。

- 5 また、この発明に係る空気調和装置は、前記送風装置の吸込側と吹出側とが固体壁により区画され、前記複数の小孔を前記固体壁に設けたことを特徴とする。

- 10 また、この発明に係る空気調和装置は、天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を化粧パネルに設けたことを特徴とする。

- 15 また、この発明に係る空気調和装置は、天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を前記送風装置のガイド部に設けたことを特徴とする。

- 20 また、この発明に係る空気調和装置は、送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、

- 20 前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、

- 25 前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風装置の吸込側もしくは吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
 を備えたことを特徴とする。

- 25 また、この発明に係る空気調和装置は、送風装置と熱交換器を設けた

第一の風路と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、

- 5 前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、
前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする。

- 10 また、この発明に係る空気調和装置は、前記送風装置の吹出側に、前記多数の小孔が空けられた孔空小ダクトを複数設けたことを特徴とする。

- 15 また、この発明に係る空気調和装置は、前記複数の小孔又は前記多数の小孔を前記送風装置に近接した位置に設けたことを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする。

- 20 また、この発明に係る空気調和装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする。

- 25 また、この発明に係る空気調和装置は、空調室外機であって、筐体内に圧縮機も内蔵し、圧縮機からの音波も風路内を伝搬することを特徴とする。

また、この発明に係る空気調和装置は、前記小孔の直径を10 mm以下としたことを特徴とする。

5 また、この発明に係る空気調和装置は、前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10 %以下としたことを特徴とする。

この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、
10 前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風翼を設けた第一の風路と、
15 前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、
、
前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風翼の吸込側又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
20 を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風翼を設けた第一の風路と、
前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の
何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、
25 前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする。

- 5 また、この発明に係る送風装置は、前記複数の小孔又は多数の小孔を前記送風翼に近接した位置に設けたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする。

10

また、この発明に係る送風装置は、前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする。

- また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
15 この送風翼が設けられ、送風翼の吹出側から風路出口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吹出側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする送風装置。

- 20 また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
この送風翼が設けられ、送風翼の吸込口から風路入口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吸込側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする。

25

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、上
流側が前記風路に密着し、下流側が風を絞って吹き出すように構成され
、複数の小孔を有する流路仕切と、
5 を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、送風を行う送風翼と、
この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、下
10 流側が前記風路に密着し、上流側が開放され、複数の小孔を有する流路
仕切と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記小孔の直径を10 mm以下と
15 したことを特徴とする。

また、この発明に係る送風装置は、前記小孔の風路壁面の断面積に対
する小孔の合計断面積の比である開口率を10 %以下としたことを特徴
とする。

20

この発明に係る機器の騒音低減方法は、風路に送風を行う送風装置が
設置された機器において、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差、
又は前記送風装置の吹出側もしくは吸込側と風路外との圧力差により、
複数の小孔から前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸
25 い込むことを特徴とする。

この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、

前記冷凍サイクルの高圧側及び低圧側の少なくとも何れか一方に設けられ、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流
5 路仕切を設けた圧力脈動低減装置と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記圧縮機の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、冷媒流
10 路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記圧縮機に一体に設けられた油分離器内に、一端が開放し他端が前記油分
15 離器に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
20 前記圧縮機の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減装置と、
を備えたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記
25 小孔の直径を10 mm以下としたことを特徴とする。

また、この発明に係る冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする。

5 この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、ポンプ装置の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、媒体流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

10 また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、ポンプ装置の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする。

15 また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする。

20 また、この発明に係るポンプ装置の圧力脈動低減装置は、前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする。

25 この発明に係る機器の圧力脈動低減方法は、媒体流路に媒体を吐出する圧縮機又はポンプ装置が設置された機器において、前記圧縮機もしくはポンプ装置の吐出側と吸込側との圧力差、又は前記圧縮機もしくはポンプ装置の媒体流路で発生する圧力差により、複数の小孔から前記媒体流路に噴流を吹き出す、又は前記媒体流路から噴流を吸い込むことを特徴とする。

図面の簡単な説明

図 1 は実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

5 図 2 は実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する図である。

図 3 は実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

10 図 4 は実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

図 5 は実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法による騒音低減効果を示す実験結果である。

図 6 は実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

15 図 7 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図 8 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

20 図 9 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 10 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 11 は実施の形態 3 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

25 図 12 は実施の形態 4 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図 1 3 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図 1 4 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

5 図 1 5 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 1 6 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

10 図 1 7 は実施の形態 8 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

図 1 8 は実施の形態 8 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 1 9 は実施の形態 9 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

15 図 2 0 は実施の形態 9 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 2 1 は実施の形態 1 0 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

20 図 2 2 は実施の形態 1 0 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

図 2 3 は実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す構成図である。

図 2 4 は実施の形態 1 1 を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する図である。

25 図 2 5 は実施の形態 1 1 を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する別の図である。

図 2 6 は実施の形態 1 1 を示す図で、小孔による圧力脈動低減の原理を説明する別の図である。

図 2 7 は実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法による圧力脈動低減効果を示す実験結果である。

5 図 2 8 は実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 2 9 は実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

10 図 3 0 実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 3 1 は実施の形態 1 1 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 3 2 実施の形態 1 1 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

15 図 3 3 実施の形態 1 1 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

図 3 4 は実施の形態 1 1 を示す図で、ポンプ装置の圧力脈動低減方法を示す別の構成図である。

20 図 3 5 は実施の形態 1 2 を示す図で、シングルスクリュー圧縮機の内
部構造を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

実施の形態 1 .

25 図 1 は実施の形態 1 を示す図で、図 1 (a) は空気調和装置の騒音低減方法の構成図、図 1 (b) は小孔付近の拡大図である。図において、空気調和装置は天井カセット形の室内機である。筐体 3 の内部には、送

風機 1、熱交換器 2 が配置されている。吸込口から吸い込まれる吸込空気 5 は、フィルター 8、ガイド部 4 を通過し送風機 1 の吸込側へ導かれる。送風機 1 から吹出される吹出空気 6 は、ルーバー 7 により吹出方向が変えられる。小孔 9 が吹出口から吸込口に連通するように化粧パネル
5 に設けられている。

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 はフィルター 8 を通じて熱交換器 2 へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運転時は冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より
10 室内に吹き出される。

この時、送風機 1 はその吸込側の空気を吹出側に送出する働きをしているため、送風機 1 の吹出側においては空気が圧縮され、吸込側に対して圧力が高くなっている。即ち、送風機の吸込側の空気と吹出側の空気との間には圧力差がついている。そして、この圧力差は送風機の回転数が大きくなると増加し、回転数が小さくなると減少する。
15

また、一方、この際、送風機 1 を駆動するモータから発生するモータ音、送風機 1 の回転翼が空気を切る風切り音や翼の後流と別の翼が干渉して起こる干渉音、空気が風路や熱交換器 2 を通過することによる気流擦過音や管路群から発生する円柱群発生音や突起物から発生するエッジ
20 トーン、吹出口から空気が吹き出すことによる噴流音等の様々な発生メカニズムの異なる騒音が発生する。そして、それら騒音は、その発生メカニズムにより中心周波数や音の種類（連続音、断続音、広い周波数帯域に渡る音、狭い周波数帯域の音等）が異なる。

そこで、一般的に、空気調和装置の風路の各部位の設計を見直すことで騒音低減を図る。すなわち、風路にエッジトーンを発生するような突起部をなくす、あるいは送風機の翼構造を見直し風切り音や干渉音を低
25

減させる等である。

そして、実際に発生する音を無限に小さくすることはできないため、更なる低騒音化を図る場合は、吸音材を用いたり、共鳴器を用いたりする。しかし、吸音材による方法は主に高周波数域しか大きな吸音効果が期待できないし、また共鳴による方法は狭い周波数域においてしか消音効果を期待できず、かつ共鳴周波数を希望通りの周波数に設定するためには多大なスペース（背後層）を必要とする。

なお、騒音とは、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は空気等の媒体の圧力分布（疎密状態）を持った疎密波である。従って、音波が伝播する場では、媒体の圧力は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。この圧力変動幅は音圧と呼ばれ音の大きさを表している。

一方、小孔からある程度の風速を持った空気を吹き出すと、その噴流が騒音を低減させる効果を持つことが最近の研究によって明らかになってきた。その騒音低減メカニズムには諸説があり、完全には解明されていないが、1979年に発行されたJournal of Fluid Mechanicsの209頁から229頁にM. S. HOWEが記載した「Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow」には、噴流のエネルギーの一部が渦の生成エネルギーに使われることについて記されている。次に、この現象を基に、渦による騒音低減のメカニズムについて図2～図4によって説明する。

孔空板の両端に圧力差をつけると、圧力差に応じて孔内部を通る縮流が形成される（図2）。この時、HOWEの論文によれば、縮流の下流側では周囲空気とのせん断作用によって縮流の持つエネルギーの一部が渦のエネルギーに変換され、渦が生成される。このせん断作用は縮流の速度と周囲空気の速度との差が大きいほど大きくなる。生成された渦は、縮

流によって押し流されて孔空部から離れてゆき、その移動過程において、周囲空気とのせん断や摩擦により、熱エネルギー、すなわち周囲空気の温度上昇、と圧力のエネルギー、すなわち周囲空気への音の放出、に変換されて最後は散逸する。すなわち、縮流近傍においては、この渦の生成と散逸が連続的に繰り返されており、孔空部周囲は縮流と渦を含む脈動する空間となっている。孔空部での縮流によって形成される渦の寸法は孔直径 d に依存し、渦によって発生する音の周波数 f は、縮流の速度を U と置くと、

$$f \propto U/d$$

となり、渦が生成される周期は $1/f$ となる。

ここで、縮流近傍に波長 λ が孔の直径よりも十分大きい ($\lambda \gg d$) 音波が入射することを考える。先に述べた通り、音波が伝播する場では媒体の圧力は定常圧力に対して音圧分プラス側及びマイナス側に周期的に変動している。そこで、縮流近傍にこの音波の高圧成分或いは低圧成分が入射したとすると、図 3 に示すように渦が生成される瞬間に孔の上流側及び下流側の定常圧力は上昇あるいは下降する。

音波の高圧成分が入射し定常音圧が上昇する場合 (図 3 (1))、孔空部の両側の圧力変化量は同じであり孔空部前後の圧力差は不変であるが、圧力が上昇した分定常密度 ρ が上昇する。縮流の定常速度 U は、孔空部の両側の圧力を P_1 、 P_2 とすると、ベルヌーイの定理より、

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

で表され、定常密度 ρ が上昇すると縮流の定常速度 U は低下する。従って、定常音圧が上昇すなわち圧力変動 $\Delta P > 0$ の時、定常速度が低下すなわち速度変動 $\Delta U < 0$ となる。

反対に、音圧の低圧成分が入射し定常音圧が下降する場合（図 3（2））、同様に、圧力差が不変で定常密度が低下するため、縮流の速度が増す。従って、定常音圧が下降すなわち圧力変動 $\Delta P < 0$ の時、定常速度が増加すなわち速度変動 $\Delta U > 0$ となる。

- 5 孔空部近傍の空間内力学的エネルギー E は、ニュートンの第二法則より、圧力変動 ΔP と速度変動 ΔU の積を一周期積分したもの、すなわち

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

- 10 で与えられる。従って、先に述べた通り、 $\Delta P > 0$ の時 $\Delta U < 0$ 、 $\Delta P < 0$ の時 $\Delta U > 0$ であり、力学的エネルギー E は常に負となる（図 4）。力学的エネルギーが負になるということは、音のエネルギーが散逸し、音響エネルギーが減少すなわち騒音が低減することを意味する。

- そして、この原理に基づく騒音低減効果は、圧力の変動周期が縮流による渦の生成速度よりも十分に遅いことが前提となり、特に低周波数域においてより効果が大きくなる。
- 15

- 図 5 は、本発明による騒音低減方法の効果を確認した実験結果であり、騒音の伝播する流路に孔空板を設置し、孔空板の孔空部を通して流路内に噴流を流入させ、騒音の周波数、噴流の流速を変化させて、噴流がない場合に対する騒音低減量を測定したものである。図 5 において、横軸は騒音の周波数、縦軸は騒音低減量を示しており、図 5（1）が音波の伝播する場に対して噴流を吹出した場合、図 5（2）が噴流を吸込んだ場合の実験結果である。また、図中に示している噴流の流速は、流速 $1 < \text{流速 } 2 < \text{流速 } 3 < \text{流速 } 4$ 、という関係になっている。
- 20

- 25 これより、1 kHz 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られており、かつ噴流の流速が大きい方が騒音低減効果が大きいこと

が分かる。また、音波が伝播する流体に対して噴流を吹出させても、音波が伝播する流体から流体を外部に吸引させても、同様の消音効果があることが分かる。

また、孔空部の孔径はより小さい方が望ましいことも、別の実験より
5 明らかになっている。

そこで、図 1 に示す空気調和装置のように、送風機 1 の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造となっている場合、その固体壁の一部に小孔 9 を空けることで、先に述べたベルヌーイの定理により、送風機 1 の吹出側から吸込側に小孔 9 を
10 通って圧力差に応じた流れが自然と形成される。この時、送風機 1 の吹出側は小孔 9 への空気の吸込側、送風機 1 の吸込側は小孔 9 からの空気の吹出側になるため、先に述べた通り、この双方において空気内を伝播している騒音の低減効果を得ることができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔 9 を空ける位置は、送風機 1
15 の吹出風路のいずれかの位置と吸込風路のいずれかの位置とを仕切っている壁面であればどこでもよく、図 6 のように空気調和機内の送風機 1 の吹出側と吸込側を仕切っている別の固体壁、例えばガイド部 4 に小孔 9 を空けた構造としても同様の効果を奏する。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に
20 対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失
25 が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望

ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実
5 用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従っ
10 て、小孔の径は1mm、2mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10mm以下程度までは許容できると考えられる。

実施の形態2.

15 図7は実施の形態2を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法の構成図である。図において、空気調和装置は天井ビルトイン形の室内機である。第一の風路となる筐体3の内部には、送風機1、熱交換器2が配置されている。吸込口から吸込空気5が吸い込まれ、吹出口から吹出空気6が吹出される。第二の風路となる接続ダクト11が筐体3の外側に設
20 置され、接続ダクト11の送風機1の吸込側、及び吹出側に小孔9が設けられている。

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機1の誘引作用により吸込口から筐体3内に吸い込まれた吸込空気5は熱交換器2へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運
25 転時は冷却された後、吹出空気6として筐体3より室内に吹き出される。

なお、送風機1の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数

と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

図 7 に示す空気調和装置においては、実施の形態 1 で示した図 1 とは
5 異なり送風機 1 の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造とはなっていない。そこで、図 7 に示す様に、送風機 1 の吹出側のいずれかの位置の壁面及び吸込側のいずれかの位置の壁面に小孔 9 を空けた板を設置し、その間を接続ダクト 11 で接続する。

10 このようにすることで、送風機 1 が作り出す圧力差に応じて、接続ダクト 11 内を、送風機 1 の吹出側から送風機 1 の吸込側に向かって空気が流れるようになる。すると、実施の形態 1 において述べたメカニズムによって、小孔 9 への空気の吸込側及び小孔 9 からの空気の吹出側、即ち送風機 1 の吹出側及び吸込側、の双方において空気内を伝播している
15 騒音の低減効果を得ることができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔 9 を空ける位置及び接続ダクト 11 を設置する位置は、送風機 1 の吹出風路側及び吸込風路側であればどこでもよく、図 7 のように既存の筐体 3 の外側に設置しても良いし、図 8 や図 9 のように既存の筐体 3 の内部に設置してもよい。この場合
20 は、送風機により近い分圧力差が大きいため騒音低減効果が大きく（図 9 の構成が最も効果が大きい）、また、小孔 9 及び接続ダクト 11 を筐体 3 の内部に入れこんで製造ができるため、製造がし易くかつコストも安価になる効果がある。

また、ここでは、筐体が天井ビルトイン形の空調室内機である場合を
25 例に説明を行ったが、これに限るわけではなく、図 10 のように空調室外機に取り付けても同様の効果を奏する。なお、この場合は、筐体 3 内

に送風機の他に冷媒を圧縮する圧縮機も内蔵されており、騒音源となっているが、本発明の騒音低減方法においては、音波の周波数が同じであれば、音源の音の種類によらず同様の騒音低減効果を奏するのは、実施の形態 1 にて説明した騒音低減メカニズムから明らかである。

5 なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、
10 、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 10 % 以下程度までは許容できると考えられる。

15 また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広
20 がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 10 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

25 上述の実施の形態では、接続ダクト 11 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方のみに小孔 9 を設けてもよい。

また、ここでは送風機 1 により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

5

実施の形態 3.

実施の形態 1 では、接続ダクト 11 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方に多数の小孔 9 を設け、他方には小数の大口径孔を設けるようにしてもよい。

10

図 11 は実施の形態 3 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

15

図において、空調室外機の運転動作を開始すると、送風機の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 は熱交換器を通して加熱もしくは冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より吹き出される。吹出口には多数の小孔を空けた孔空ダクトが取り付けられ、孔空ダクトの周囲には筐体 3 の天板との間を周囲と密閉して接続する接続ダクトが設けられている。筐体 3 の天板には、小数の大口径孔が設けられており、この大口径孔は送風機の吸入側に通じている。そのため、吹出空気 6 は送風機が作り出す圧力差に応じて、接続ダクト 11 内を送風機の吹出側から送風機の吸込側に向かって空気が流れ、小孔 9 を設けた側すなわち吹出側での騒音が低減される。大口径孔 12 を設けた側での消音効果は期待できないが、両側に小孔を設ける場合よりも安価に構成することができる。

20

25

実施の形態 4.

実施の形態 3 では、吹出口には多数の小孔を空けた孔空ダクトを取り

付けたものを示したが、吹出側に複数の孔空小ダクトを設けるように構成してもよい。

図 1 2 は実施の形態 4 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。図に示すように、吹出側に複数の孔空小ダクト 1 3 を設けている。吹出ダクトの内周長をダクト断面積で除した値が大きい程、消音効果が大きくなるため、このように構成すると実施の形態 2 の形態よりも更に消音効果を大きくすることができる。また、ダクト内径が小さい程、消音効果がより高い周波数域に広がる効果もあり、オーバーオールでの消音効果は更に大きくなる。しかし、吸入側へパイパスされる空気の量も増加するため、適用する系によりダクト径を決める必要がある。

実施の形態 5 .

図 1 3 は実施の形態 5 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。第一の風路となる送風ダクト 1 0 内に送風翼 1 a が配置され、吸込空気 5 が送風翼 1 a へ吸い込まれ、送風翼 1 a から吹出空気 6 が吹出される。送風ダクト 1 0 の送風翼 1 a の吸込側と吹出側の壁面に小孔 9 が設けられ、その間を第二の風路となる接続ダクト 1 1 で連結する。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風翼 1 a の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出空気 6 として送風ダクト 1 0 の外へ吹き出される。

なお、送風翼 1 a の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風翼回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

図 1 3 に示す送風装置においては、実施の形態 2 で示した図 8 とは、

熱交換器の有無と、風路を筐体により形成しているか送風ダクトにより形成しているかの違いのみであるため、図のように送風翼 1 a の前後の壁面に小孔 9 を設置し、その間を接続ダクト 1 1 で連結すれば、接続ダクト内を空気が流れ、同様の騒音低減効果を奏することになる。

- 5 なお、接続ダクト 1 1 は図 1 3 のように送風ダクト 1 0 の外部に設置しても、図 1 4 のように送風ダクト 1 0 の内部に設置してもよい。接続ダクト 1 1 を送風ダクト 1 0 の外部に設置する場合は、既存の送風ダクトの一部を加工するだけで設置することができるためリニューアルに適しており、接続ダクト 1 1 を送風ダクト 1 0 の内部に設置する場合は、
10 送風機ユニットとして小孔 9 及び接続ダクト 1 1 を元々組み込んだ形で製造することができるため、設置スペースもコンパクトになり、コストも安価になるというメリットがある。

- また、送風翼 1 a は図 1 3 及び図 1 4 においてはプロペラファンであるかのように図示してあるが、これに限るものではなく、図 1 5 に示すターボファンや図 1 6 に示すシロッコファンであっても良く、小孔 9 と
15 接続ダクト 1 1 を設置できさえすれば、同様の効果を奏する。

- なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとパイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望
20 ましいが、実用的には、小孔の開口率は 1 0 % 以下程度までは許容でき
25 ると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1 mm、2 mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10 mm以下程度までは許容できると考えられる。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

15

実施の形態6.

実施の形態5では、接続ダクト11の両端部に小孔9を設けたことを示したが、何れか一方に多数の小孔9を設け、他方には小数の大口径孔を設けるように構成してもよい。この場合でも、送風機の差圧によりダクト11内を通した通風がなされるため、小孔9を設けた側での騒音が低減される。大口径孔を設けた側での消音効果は期待できないが、例えば室内に空気を搬送するダクト空調においては室内側への騒音の伝播を防止することができ十分な効果が得られる。このように構成すると両側に小孔を設ける場合よりも安価に構成することができる。

25

実施の形態7.

実施の形態 5 では、第一の風路となる送風ダクト 10 内に送風翼 1 a が配置されている場合について説明したが、第一の風路は固体壁で構成された風路に限るものではなく、何らかの固体の近辺に流体の流れが生じており、そこを騒音が伝搬している系であれば同様の原理で消音が可能である。例えば、図 1 5 も明確な風路が存在するわけではなく送風翼の間を風が吹き出しており、その近辺に小孔が設置されているだけであり、極端には送風翼そのものに小孔が空いていても小孔を通した流れをつくれれば同様の効果を奏する。

10 実施の形態 8.

図 1 7 及び図 1 8 は実施の形態 8 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト 10 内に送風機 1 が配置され、吸込空気 5 が送風機 1 へ吸い込まれ、送風機 1 から吹出空気 6 が吹出される。送風ダクト 10 の壁面に小孔 9 が設けられている。

15 上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出空気 6 として送風ダクト 10 の外へ吹き出される。なお、図 1 7 は送風機 1 が送風ダクト 10 の入口側に位置しており送風機 1 から吹出空気 6 までの長さが十分長い場合を、図 1 8 は送風機 1 が送風
20 ダクト 10 の出口側に位置しており吸込空気 5 から送風機 1 までの長さが十分長い場合を示している。

また、送風機 1 の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略す
25 る。

図 1 7 に示す送風装置においては、送風機 1 から吹出空気 6 までの長

さが十分に長いため、送風ダクト 10 内の送風機 1 吹出口近傍の空気圧力と送風ダクト 10 の外部空間の圧力（吸込空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 10 の送風機 1 吹出口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、送風ダクト内から外部空間
5 への小孔 9 を通した流れが形成され、送風機 1 の吹出口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。

また、図 18 に示す送風装置においては、吸込空気 5 から送風機 1 までの長さが十分に長いため、送風ダクト 10 内の送風機 1 吸込口近傍の空気圧力と送風ダクト 10 の外部空間の圧力（吹出空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 10 の送風機 1 吸込口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、外部空間から送風ダクト内への小孔を通した流れが形成され、送風機 1 の吸込口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。
10

15 なお、ダクトの長さが十分に長い、とは、ダクトの内外である程度の圧力差が生じ小孔を通した流れが形成できる程度の長さという意味で、送風機の回転数が多く風速が速い場合等は、例えば 5 cm 程度の長さであっても圧力差が生じれば十分長い長さといえることができる。

20 なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失
25 が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望

ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1mm、2mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10mm以下程度までは許容できると考えられる。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

実施の形態9.

図19は実施の形態9を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト10内に送風機1および流路仕切14が挿入されている。流路仕切14は上流側が送風ダクト10に密着しており、下流側がノズル形状になっていて、送風機1を出た風を若干絞って吹き出すように構成されている。そして、流路仕切14のノズル部前風路の壁面に多数の小孔9が設けられている。

送風ダクト10の断面形状は、円、直方体等どのような形状でもよく、流路仕切14の断面形状は、送風ダクト10の断面形状と同じでもよ

いし、異なる形状でもよい。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、送風機によって昇圧された後、流路仕切 1 4 のノズル部で減
5 圧され吹き出される。この時、流路仕切 1 4 のノズル部の前後で圧力差が生じるため、流路仕切 1 4 のノズル部前風路壁面に設けられた小孔 9 の両端で圧力差ができ、小孔 9 を通る流れが形成され、ノズルから吹き出された空気と合流して、吹出空気 6 として送風ダクト 1 0 の外へ吹き
10 出される。従って、実施の形態 1 における説明と同様の原理で、流路仕切 1 4 の流入側から伝播してきた音（送風機 1 において発生音含む）は小孔 9 の設置部において消音される。

また、図 2 0 に示すように流路仕切 1 4 および小孔 9 を送風機 1 の吸込側に設置することもでき、この場合は送風機の吸入側への伝播音を消音することができる。また、図 1 9 と図 2 0 とを組み合わせ、送風機の
15 吸入側および出口側に流路仕切 1 4 および小孔 9 を設けることもでき、この場合は送風機の吸入側および吹出側への伝播音を消音することができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮する
20 が、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 1 0 % 以下程度までは許容できると考えられる。

25 また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実

5 用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1 mm、2 mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10 mm以下程度までは許容できると考えられる。

10 また、ここでは流路仕切14は風路を徐々に絞りノズルから吹き出すことを例に説明を行ったが、これに限るものではなく、流路を急に絞るオリフィス形状でもよいし、ノズル先端に流れの拡散を促進する突起等を取り付けた構造にしても良く、どのような形状でもよい。

15 また、ここではノズルが1つであることを例に説明を行ったが、図12に示したように流路に複数の孔空き小ダクトを設置してもよく、消音効果が大きくなる効果がある。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

20

実施の形態10.

図21は実施の形態10を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト10内に送風機1および流路仕切14が挿入されている。流路仕切14は流路を絞る形状になっており、上流側が開放状態になっており、下流側が送風ダクト10に密着している。そして、流路仕切14の絞り部の周囲壁面に多数の小孔9が設け

25

られている。

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、送風機によって昇圧された後、流路仕切 1 4 の絞り部を通り、流体の流速が増加する。流体力学のベルヌーイの定理より、流れの各部において流体の静圧と動圧の和は等しく、動圧は流速の 2 乗に比例する。従って、絞り部においては流速に応じた動圧が発生するが、絞り部の外側は流れがないため動圧が発生せず、絞り部外側の静圧は絞り部よりも大きくなる。従って、絞り部の周囲に取り付けられている小孔 9 の両端での静圧は内側よりも外側の方が高くなり、小孔 9 を通る流れが形成される。そして、小孔 9 を通って絞り部内部に吹き出された空気は、絞り部内部を通る空気と合流して、吹出空気 6 として送風ダクト 1 0 の外へ吹き出される。従って、実施の形態 1 における説明と同様の原理で、流路仕切 1 4 の流入側から伝播してきた音（送風機 1 において発生音含む）は小孔 9 の設置部において消音される。

また、図 2 2 に示すように流路仕切 1 4 および小孔 9 を送風機 1 の吸込側に設置することもでき、この場合は送風機の吸入側への伝播音を消音することができる。また、図 2 1 と図 2 2 を組み合わせ、送風機の吸入側および出口側に流路仕切 1 4 および小孔 9 を設けることもでき、この場合は送風機の吸入側および吹出側への伝播音を消音することができる。

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は 1 %、2 % といった

小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1mm、2mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10mm以下程度までは許容できると考えられる。

また、図21および図22では、流路仕切14の上流側がベルマウス形状であるように図示した。ベルマウス形状にすると、余計な圧損や衝突音が発生しないためより望ましいが、消音効果を得るためには小孔9を通る流れが形成されれば良く、流路仕切14の上流側はどんな形状でも良い。例えば、先細形状でも良いし、小孔9設置部と同一径のパイプでも良い。

また、流路仕切14の下流側は、送風ダクト10に密着していればどんな形でも良く、例えば、下流側にもベルマウスあるいはディフューザをつけると、流路の下流側の圧力回復するため、全体として圧損が小さくなる効果がある。

また、ノズルが1つであることを例に説明を行ったが、図12に示したように流路に複数の孔空き小ダクトを設置してもよく、消音効果が大きくなる効果がある。

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行

ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

5 上述の実施の形態では、空気調和装置及び送風装置に本発明を適用して、騒音低減を図ることを説明したが、送風装置を用いた他の機器、例えば掃除機等にも適用できることは、云うまでもない。

実施の形態 1 1 .

10 図 2 3 は実施の形態 1 1 を示す図で、冷凍サイクル装置の圧力脈動低減方法の構成図である。図に示すように、圧縮機 2 0 で圧縮された高温高圧のガス冷媒は、凝縮器 2 1 にて凝縮して液冷媒になり、絞り手段 2 3 にて減圧後、蒸発器 2 4 にて蒸発し、低温低圧のガス冷媒になり、圧縮機 2 0 へ吸い込まれる。

15 圧縮機 2 0 は、内部に電気駆動式のモータを持ち、モータの回転によりロータが回転することで、圧縮室内のすきま容積が可変され、圧縮室に吸い込まれた流体が圧縮されて、規定圧力もしくは規定回転角度になった後、流体が圧縮機から一気に吐出される構造となっている。従って、圧縮機 2 0 から吐出される流体の圧力は圧縮機の回転数を基本周波数とし高調波成分も含んだ脈動成分を持ったものとなる。また、当然、圧縮機 20 の吸入側の圧力も圧縮機の回転数を基本周波数とし高調波成分も含んだ脈動成分を持ったものとなる。

25 この圧力脈動が伝播すると、凝縮器 2 1 もしくは膨張手段 2 3 もしくは蒸発器 2 4 もしくはこれらを接続する配管を振動させ、周囲への騒音発生の原因になるため、圧縮機 2 0 の近辺の流路に圧力脈動低減手段を設置し、圧力脈動を減らす必要がある。

なお、流体に圧力脈動がある場合、流体の圧力は定常圧力に対してプ

ラス側及びマイナス側に周期的に変動している。

ところで、小孔からある程度の流速を持った流体を吹き出すと、その噴流が圧力脈動を低減させる効果を持つことが最近の研究によって明らかになってきた。その圧力脈動低減メカニズムには諸説があり、完全に
5 は解明されていないが、1979年に発行されたJournal of Fluid Mechanicsの209頁から229頁にM. S. HOWEが記載した「Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow」には、噴流のエネルギーの一部が渦の生成エネルギーに使われることについて記されている。次に、この現象を基に、渦による圧力脈動低減のメカニズムについて図2
10 4～図26によって説明する。

孔空板の両端に圧力差をつけると、圧力差に応じて孔内部を通る縮流が形成される（図24）。この時、HOWEの論文によれば、縮流の下流側では周囲流体とのせん断作用によって縮流の持つエネルギーの一部が渦のエネルギーに変換され、渦が生成される。このせん断作用は縮流の速度と周囲流体の速度との差が大きいほど大きくなる。生成された渦は、
15 縮流によって押し流されて孔空部から離れてゆき、その移動過程において、周囲流体とのせん断や摩擦により、熱エネルギー、すなわち周囲流体の温度上昇、と圧力のエネルギー、すなわち周囲流体への脈動成分の放出、に変換されて最後は散逸する。すなわち、縮流近傍においては、
20 この渦の生成と散逸が連続的に繰り返されており、孔空部周囲は縮流と渦を含む脈動する空間となっている。孔空部での縮流によって形成される渦の寸法は孔直径dに依存し、渦によって発生する圧力脈動の周波数fは、縮流の速度をUと置くと、

$$f \propto U/d$$

25 となり、渦が生成される周期は $1/f$ となる。

ここで、縮流近傍に波長 λ が孔の直径よりも十分大きい（ $\lambda \gg d$ ）

圧力脈動が入射することを考える。先に述べた通り、圧力脈動は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。そこで、縮流近傍にこの圧力脈動の高圧成分或いは低圧成分が入射したとすると、図 2 5 に示すように渦が生成される瞬間に孔の上流側及び下流側の定
 5 常圧力は上昇あるいは下降する。

圧力脈動の高圧成分が入射し定常圧力が上昇する場合（図 2 3 （1））、孔空部の両側の圧力変化量は同じであり孔空部前後の圧力差は不変であるが、圧力が上昇した分定常密度 ρ が上昇する。縮流の定常速度 U は、孔空部の両側の圧力を P_1 、 P_2 とすると、ベルヌーイの定理より
 10 、

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

で表され、定常密度 ρ が上昇すると縮流の定常速度 U は低下する。従って、定常圧力が上昇すなわち圧力変動 $\Delta P > 0$ の時、定常速度が低下す
 15 なわち速度変動 $\Delta U < 0$ となる。

反対に、圧力脈動の低圧成分が入射し定常圧力が下降する場合（図 2 5 （2））、同様に、圧力差が不変で定常密度が低下するため、縮流の速度が増す。従って、定常圧力が下降すなわち圧力変動 $\Delta P < 0$ の時、
 20 定常速度が増加すなわち速度変動 $\Delta U > 0$ となる。

孔空部近傍の空間内力学的エネルギー E は、ニュートンの第二法則より、圧力変動 ΔP と速度変動 ΔU の積を一周期積分したもの、すなわち

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

25 で与えられる。従って、先に述べた通り、 $\Delta P > 0$ の時 $\Delta U < 0$ 、 ΔP

<0 の時 $\Delta U > 0$ であり、力学的エネルギー E は常に負となる（図 2 6）。力学的エネルギーが負になるということは、圧力脈動のエネルギーが散逸し、脈動エネルギーが減少すなわち圧力脈動が低減することを意味する。

- 5 そして、この原理に基づく圧力脈動低減効果は、圧力の変動周期が縮流による渦の生成速度よりも十分に遅いことが前提となり、特に低周波数域においてより効果が大きくなる。

図 2 7 は、本発明による圧力脈動低減方法の効果を確認した実験結果であり、圧力脈動の伝播する流路に孔空板を設置し、孔空板の孔空部を
10 通して流路内に噴流を流入させ、圧力脈動の周波数、噴流の流速を変化させて、噴流がない場合に対する圧力脈動低減量を測定したものである。図 2 7 において、横軸は圧力脈動の周波数、縦軸は圧力脈動低減量を示しており、図 2 7（1）が音波の伝播する場に対して噴流を吹出した場合、図 2 7（2）が噴流を吸込んだ場合の実験結果である。また、図
15 中に示している噴流の流速は、流速 1 < 流速 2 < 流速 3 < 流速 4、という関係になっている。

これより、1 kHz 以下の低周波数域において十分な圧力脈動低減効果が得られており、かつ噴流の流速が大きい方が圧力脈動低減効果が大きいことが分かる。また、圧力脈動が伝播する流体に対して噴流を吹出
20 させても、圧力脈動が伝播する流体から流体を外部に吸引させても、同様の消音効果があることが分かる。

また、孔空部の孔径はより小さい方が望ましいことも、別の実験より明らかになっている。

さて、先に示した図 2 3 において、冷凍サイクル中の圧縮機 2 0 の吐出側に、以上のメカニズムを応用した圧力脈動低減手段 3 0 が設置され
25 ている。圧力脈動低減手段 3 0 内には流路仕切 1 4 が挿入されており、

流路仕切 1 4 は流路を絞る形状になっており、上流側が開放、下流側が周囲壁に密着している。そして、流路仕切 1 4 の絞り部の周囲壁面に多数の小孔 9 が設けられており、その下流側にディフューザ 1 5 が設置されている。

- 5 上記のように構成された冷凍サイクル装置において、装置の運転動作を開始すると、圧力脈動低減手段 3 0 に流入した流体は、流路仕切 1 4 の絞り部を通して流体の流速が増加する。流体力学のベルヌーイの定理より、流れの各部において流体の静圧と動圧の和は等しく、動圧は流速の 2 乗に比例する。従って、絞り部においては流速に応じた動圧が発生するが、絞り部の外側は流れがないため動圧が発生せず、絞り部外側の静圧は絞り部よりも大きくなる。従って、絞り部の周囲に取り付けられている小孔 9 の両端での静圧は内側よりも外側の方が高くなり、小孔 9 を通る流れが形成される。そして、小孔 9 を通って絞り部内部に吹き出された流体は、絞り部内部を通る流体と合流して、圧力脈動低減手段 3 0 から流出する。

小孔 9 を通る流れが形成されると、先に説明したメカニズムにより、圧力脈動低減効果が生じる。従って、圧力脈動低減手段 3 0 に流入した冷媒の圧力脈動は小孔 9 の設置部において脈動が低減される。冷媒の圧力脈動が低減すると、配管振動に起因する騒音の発生が防止できる。

- 20 また、先にも述べたように、圧縮機 2 0 で発生した圧力脈動は吸入側にも伝播するため、図 2 8 に示すように、圧力脈動低減手段 3 0 を圧縮機 2 0 の吸込側に設置してもよく、この場合は圧縮機の吸入側に伝わる圧力脈動を低減できる。また、図 2 9 に示すように圧縮機の吸入側および吐出側に圧力脈動低減手段 3 0 を設けることもでき、この場合は圧縮機 25 の吸入側および吐出側の双方へ伝わる圧力脈動を低減することができる。また、図 3 0 に示すように、圧力脈動低減手段 3 0 を圧縮機の吐出

側と吸入側の配管壁に設置した小孔 9 を接続パイプ 3 1 で接続する構造にしてもよく、圧縮機の吐出側の小孔から吸入側の小孔へ至る流れが発生し、吐出側および吸入側双方の圧力脈動が低減される。

5 なお、この圧力脈動低減方法において、小孔の開口率（一定流路面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも圧力脈動低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一圧力脈動低減低減効果を得るためには、孔を通過させる流速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 1 0 % 以下程度までは許容できると考えられる。

10 また、この圧力脈動低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましく、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、圧力脈動低減効果が小さくなってしまふ。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 1 0 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

20 また、図 2 3 および図 2 8、2 9 では、流路仕切 1 4 の上流側がディフューザ形状であるように図示したが、消音効果を得るためには小孔 9 を通る流れが形成されれば良く、例えば小孔 9 設置部と同一径のパイプでも良い。

25 また、流路仕切 1 4 の下流側にディフューザをつけ圧力回復させることを例に説明を行ったが、これに限るものではなく、下流側の一部が周囲壁に密着していればどんな形でも良い。

また、ノズルが1つであることを例に説明を行ったが、流路に複数の孔空き小ダクトを設置するような構造としてもよく、圧力脈動低減効果がより大きくなる効果がある。

また、冷凍サイクル装置の内部を流れる冷媒はどんなものでも良く、
5 例えば、R 2 2等の単一成分の冷媒、R 4 0 7 Cのように3成分系からなる混合冷媒、R 4 1 0 Aのように2成分系からなる混合冷媒、プロパン等のH C冷媒やC O₂等の自然冷媒等が使用できる。

また、圧力脈動低減装置 3 0 は、図 3 1 ~ 図 3 4 に示すようにポンプ装置にも適用することができ、流路内を流れる水やブライン等の媒体の
10 圧力脈動を低減させることができる。詳細の動作は、冷凍サイクル装置と同様であるため説明を省略する。

実施の形態 1 2 .

圧力脈動低減手段は、流体を圧縮する圧縮部の上流側もしくは下流側に配置されていればよく、構造的には圧縮機 2 0 内に内蔵されていてもよい。
15

図 3 5 は実施の形態 1 2 を示す図で、シングルスクリュー圧縮機の内部構造を示す図であり、圧力脈動低減手段 3 0 は圧縮室 4 2 の下流側の油分離器 4 3 に配置されている。

図において、圧力脈動低減手段 3 0 内の流路仕切 1 4 は上流側が油分離器 4 3 の周囲壁面に密着し、下流側がノズル形状になっていて流体を絞って吹き出すように構成されており、流路仕切 1 4 のノズル部前風路の壁面に多数の小孔 9 が設けられている。このように構成すると、圧力脈動低減手段 3 0 に流入した流体は、流路仕切 1 4 のノズル部で減圧されて吹き出される。この時、流路仕切 1 4 のノズル部の前後で圧力差が生じるため、流路仕切 1 4 のノズル部前流路壁面に設けられた小孔 9 の
20
25

両端で圧力差ができ、小孔 9 を通る流れが形成される。従って、先の説明と同様の原理で、流路仕切 1 4 の流入側から伝播してきた圧力脈動は小孔 9 の設置部において低減される。

- 5 圧力脈動低減手段 3 0 内の流路仕切 1 4 は上流側が開放し、下流側が油分離器 4 3 から延出した、例えば流路仕切 1 4 を囲む筒状部材に密着し、多数の小孔 9 を有する構成でもよい。

産業上の利用可能性

- 10 この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことにより、数百 Hz 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる。

請求の範囲

1. 空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、
- 5 この熱交換器に送風を行う送風装置と、
 この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、
 前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
 を備えたことを特徴とする空気調和装置。
- 10 2. 前記送風装置の吸込側と吹出側とが固体壁により区画され、前記複数の小孔を前記固体壁に設けたことを特徴とする請求項1に記載の空気調和装置。
3. 天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を化粧パネルに設けたことを特徴とする請求項2に記載の空気調和装置。
- 15 4. 天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を前記送風装置のガイド部に設けたことを特徴とする請求項2に記載の空気調和装置。
5. 送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、
- 20 前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、
 前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風装置の吸込側もしくは吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
- 25 を備えたことを特徴とする請求項1に記載の空気調和装置。

6. 送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、

前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、

5 前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、
前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と

を備えたことを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和装置。

10 7. 前記送風装置の吹出側に、前記多数の小孔が空けられた孔空小ダクトを複数設けたことを特徴とする請求項 6 に記載の空気調和装置。

8. 前記複数の小孔又は前記多数の小孔を前記送風装置に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

15 9. 前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

10. 前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

20 11. 空調室外機であって、筐体内に圧縮機も内蔵し、圧縮機からの音波も風路内を伝搬することを特徴とする請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

12. 前記小孔の直径を 10 mm 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

25 13. 前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 10 % 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 又は請求項 6 に記載の空気調和装置。

1 4. 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、

5 を備えたことを特徴とする送風装置。

1 5. 送風翼を設けた第一の風路と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、

10 前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風翼の吸込側又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、を備えたことを特徴とする請求項 1 4 に記載の送風装置。

1 6. 送風翼を設けた第一の風路と、

15 前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか一方に設けられた多数の小孔と、

前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の何れか他方に設けられた少数の大口径孔と、

20 前記多数の小孔と、前記少数の大口径孔とを連通させる第二の風路と、を備えたことを特徴とする請求項 1 4 に記載の送風装置。

1 7. 前記複数の小孔を前記送風翼に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 1 5 又は請求項 1 6 に記載の送風装置。

1 8. 前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 1 5 又は請求項 1 6 に記載の送風装置。

25 1 9. 前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする請求項 1 5 又は請求項 1 6 に記載の送風装置。

20. 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設けられ、送風翼の吹出側から風路出口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吹出側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、

5 を備えたことを特徴とする送風装置。

21. 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設けられ、送風翼の吸込口から風路入口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吸込側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、

10 を備えたことを特徴とする送風装置。

22. 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、上流側が前記風路に密着し、下流側が風を絞って吹き出すように構成され

15 、複数の小孔を有する流路仕切と、

を備えたことを特徴とする送風装置。

23. 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、

前記送風翼の吹出側と吸込側の少なくとも何れか一方に設けられ、下流側が前記風路に密着し、上流側が開放され、複数の小孔を有する流路仕切と、

20 を備えたことを特徴とする送風装置。

を備えたことを特徴とする送風装置。

24. 前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする請求項15又は請求項16又は請求項20又は請求項21又は請求項2

25 2又は請求項23に記載の送風装置。

25. 前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積

の比である開口率を10%以下としたことを特徴とする請求項15又は請求項16又は請求項20又は請求項21又は請求項22又は請求項23に記載の送風装置。

26. 風路に送風を行う送風装置が設置された機器において、
5 前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差、又は前記送風装置の吹出側もしくは吸込側と風路外との圧力差により、複数の小孔から前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込むことを特徴とする機器の騒音低減方法。

27. 圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
10 前記冷凍サイクルの高圧側及び低圧側の少なくとも何れか一方に設けられ、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置と、
を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

28. 前記圧縮機の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方
15 に設けられ、冷媒流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする請求項27に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

29. 前記圧縮機に一体に設けられた油分離器内に、一端が開放し他端が前記油分離器に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とする請求項27に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。
20

30. 圧縮機等により構成される冷凍サイクルと、
前記圧縮機の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減装置と、
25 を備えたことを特徴とする冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

31. 前記小孔の直径を10mm以下としたことを特徴とする

請求項 27 又は請求項 28 又は請求項 29 又は請求項 30 に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

32. 前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 10% 以下としたことを特徴とする請求項 27 又は
5 請求項 28 又は請求項 29 又は請求項 30 に記載の冷凍サイクル装置の圧力脈動低減装置。

33. ポンプ装置の吐出側及び吸入側の少なくとも何れか一方に設けられ、媒体流路内に、一端が開放し他端が流路壁面に密着した、複数の小孔を有する流路仕切を設けた圧力脈動低減装置を備えたことを
10 特徴とするポンプ装置の圧力脈動低減装置。

34. ポンプ装置の吐出側と吸入側の配管壁に設けた複数の小孔を接続パイプで接続した圧力脈動低減装置を備えたことを特徴とするポンプ装置の圧力脈動低減装置。

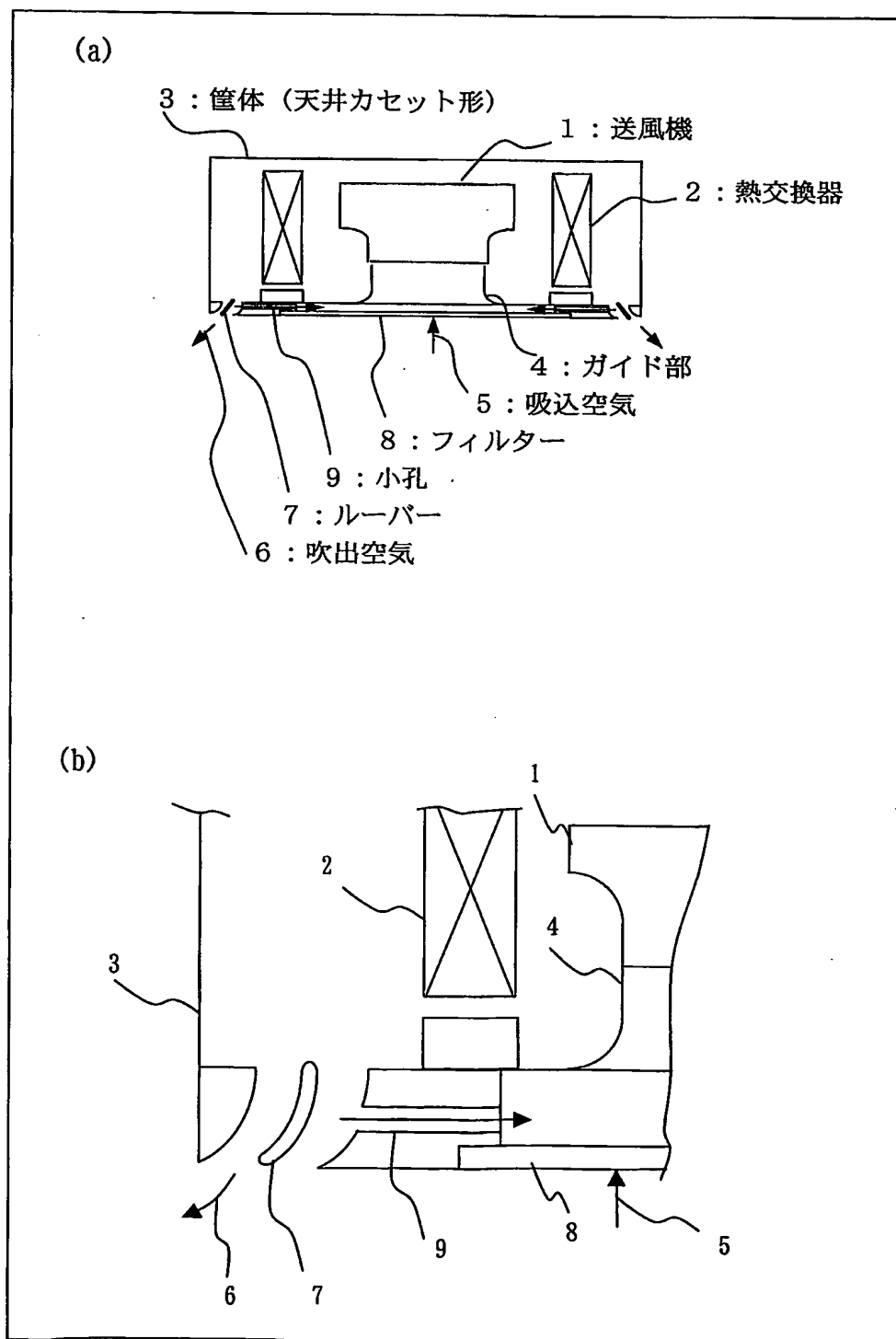
35. 前記小孔の直径を 10 mm 以下としたことを特徴とする
15 請求項 33 又は請求項 34 に記載のポンプ装置の圧力脈動低減装置。

36. 前記小孔の流路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 10% 以下としたことを特徴とする請求項 33 又は請求項 34 に記載のポンプ装置の圧力脈動低減装置。

37. 媒体流路に媒体を吐出する圧縮機又はポンプ装置が設置された機器において、前記圧縮機もしくはポンプ装置の吐出側と吸込側との圧力差、又は前記圧縮機もしくはポンプ装置の媒体流路で発生する圧力差により、複数の小孔から前記媒体流路に噴流を吹き出す、又は前記媒体流路から噴流を吸い込むことを特徴とする機器の圧力脈動低減方法。
20

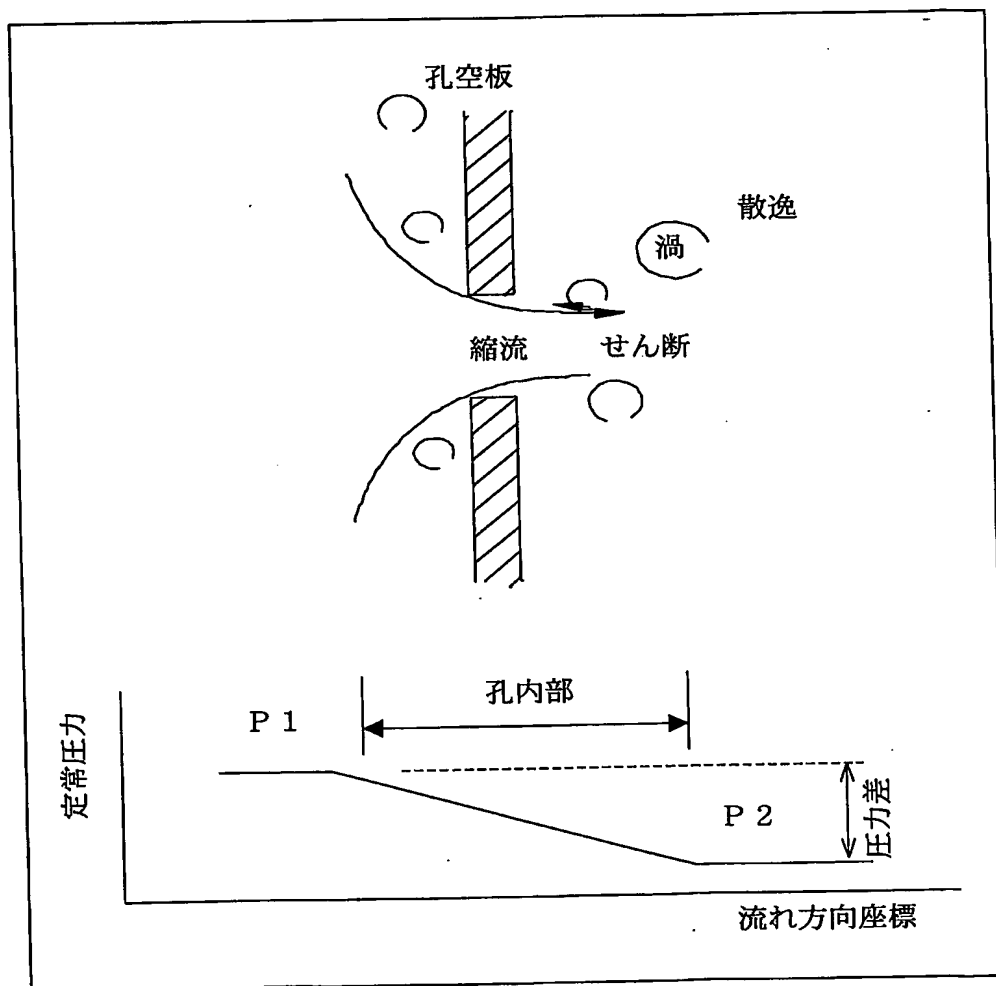
1/27

図 1



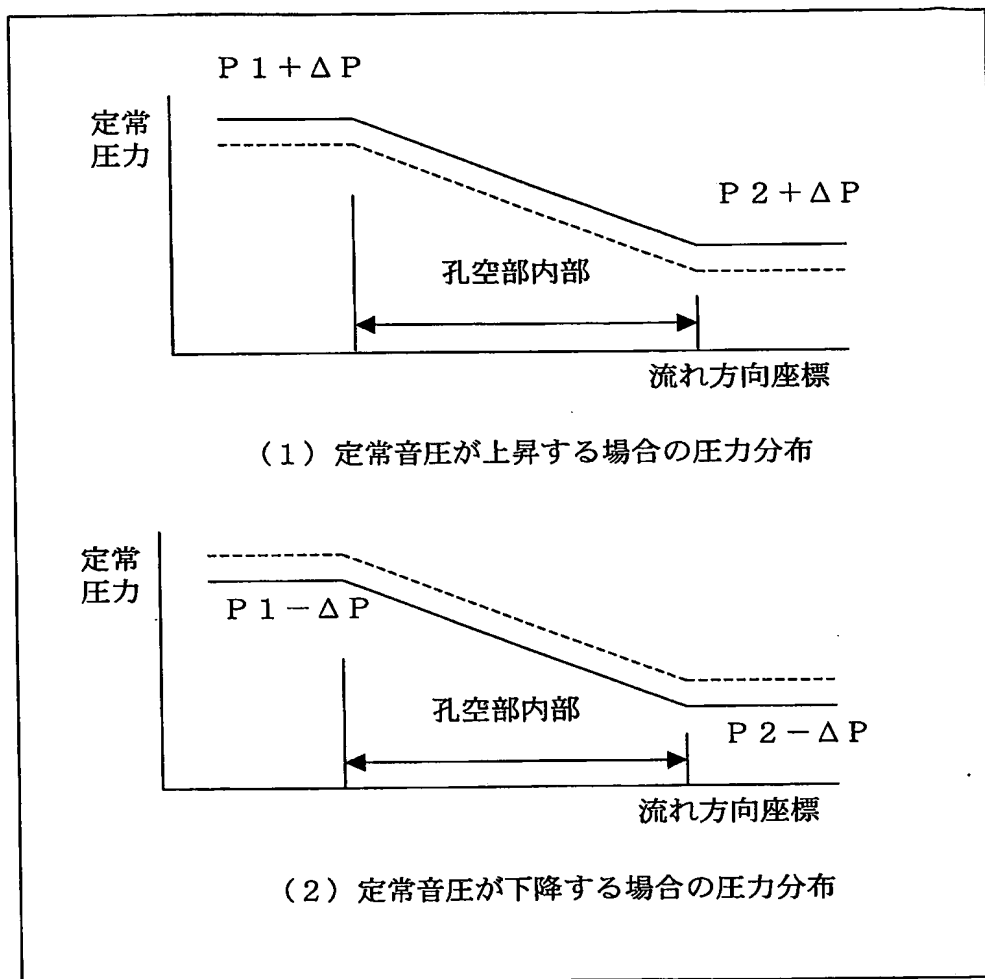
2/27

図 2



3/27

図 3



4/27

図 4

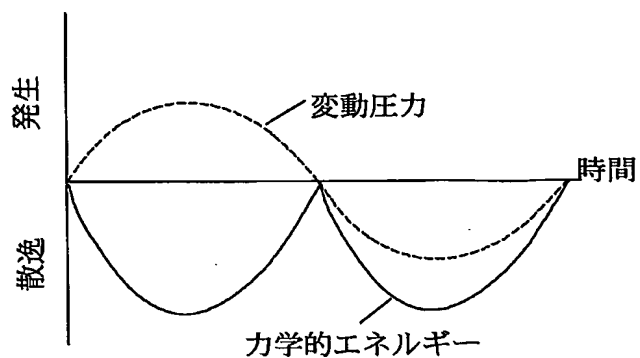
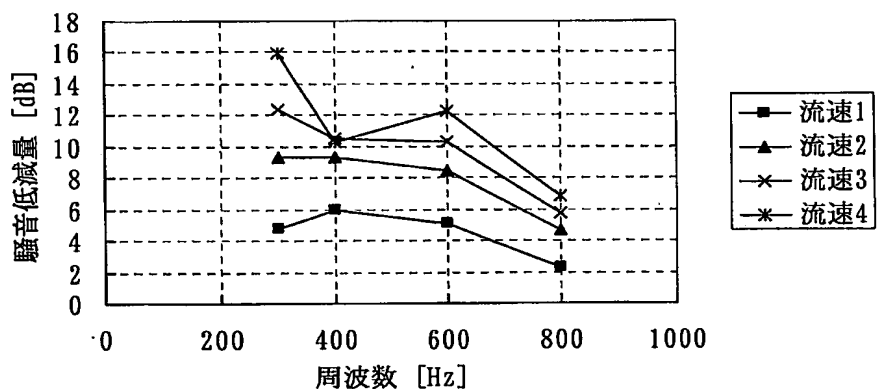
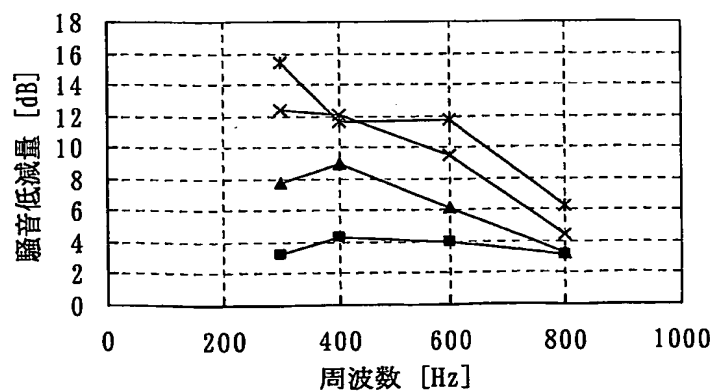


図 5



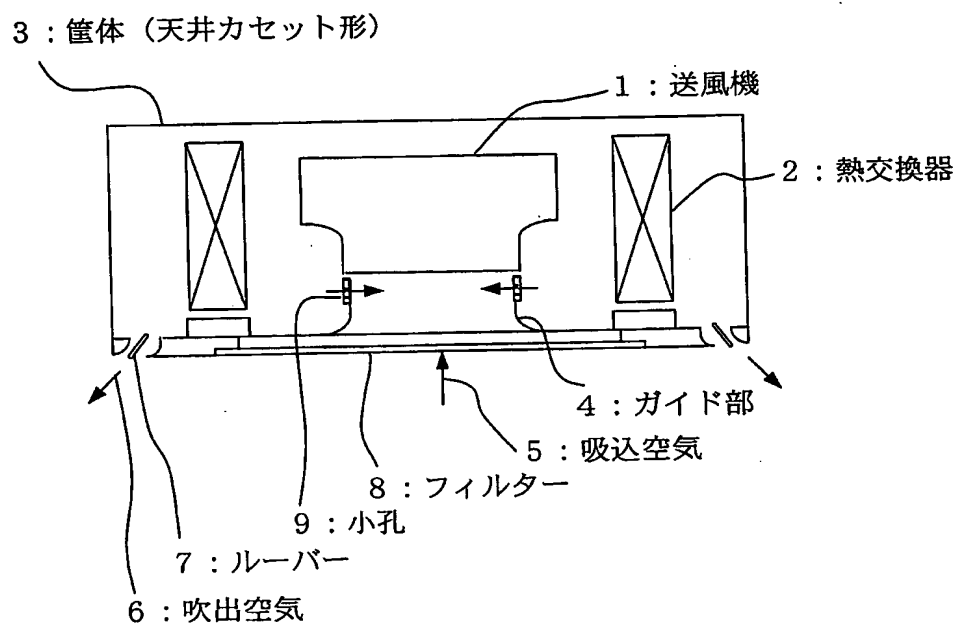
(1) 噴流吹出し時の騒音低減効果



(2) 噴流吸込み時の騒音低減効果

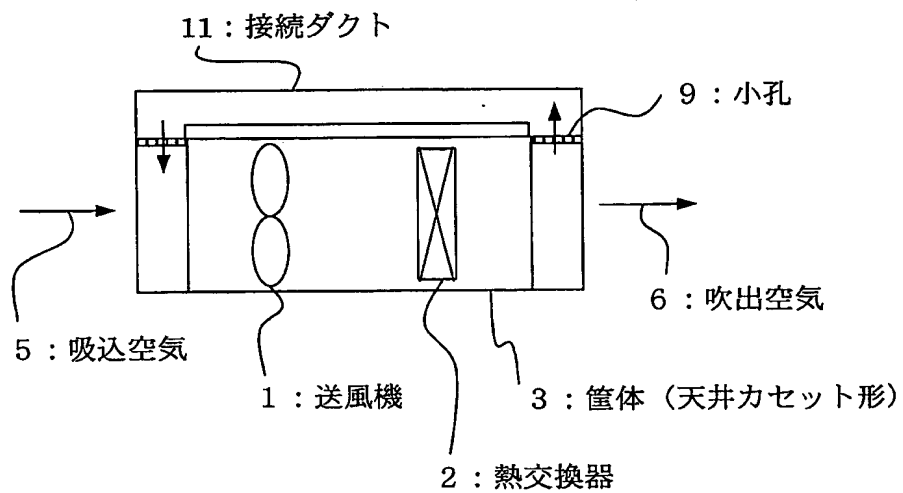
5/27

図 6



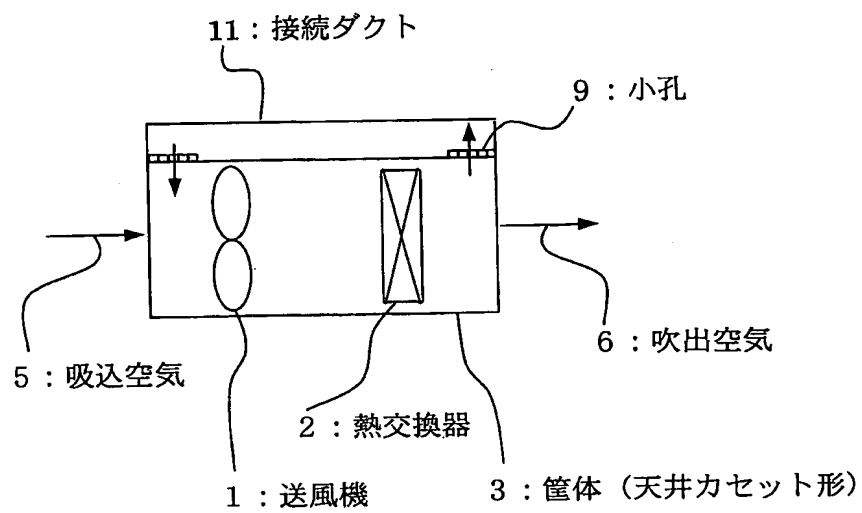
6/27

図 7



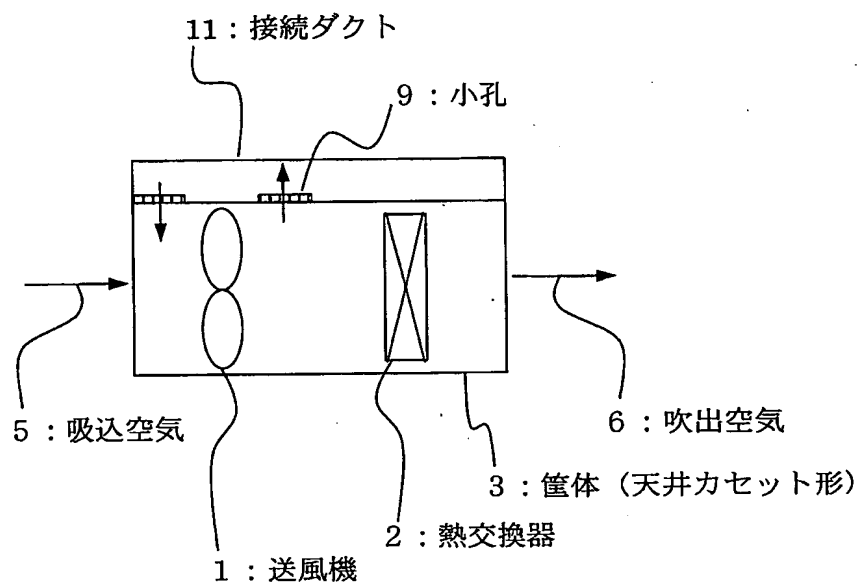
7/27

図 8

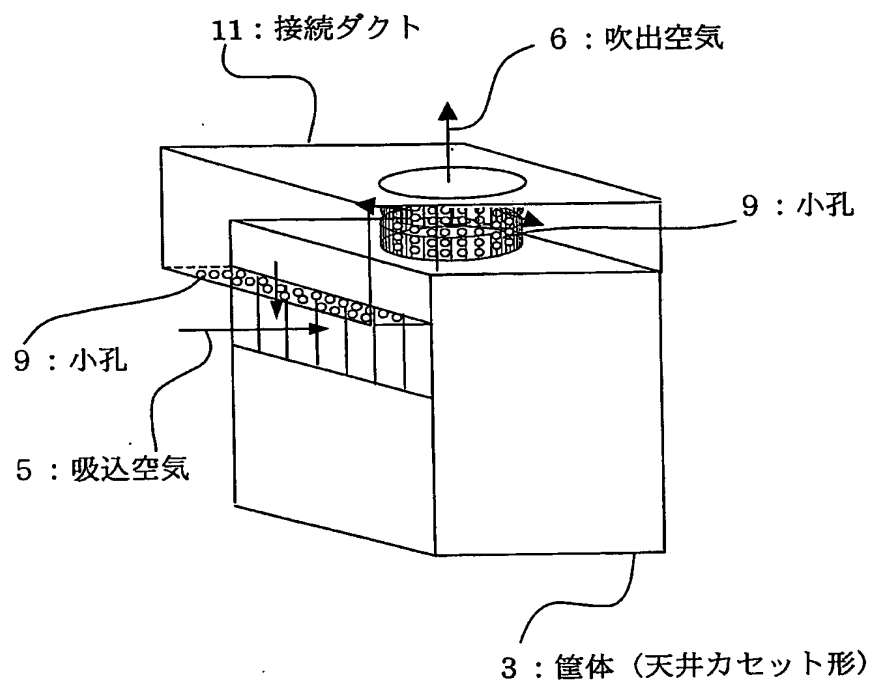


8/27

図 9

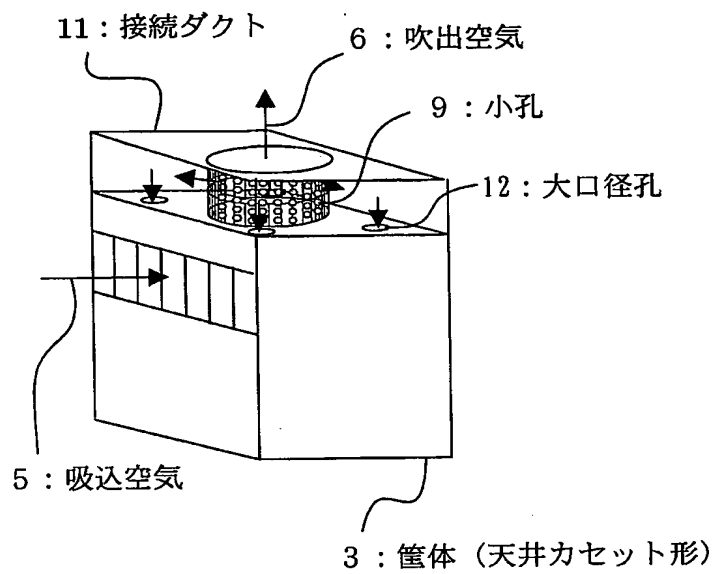


9/27
図 10



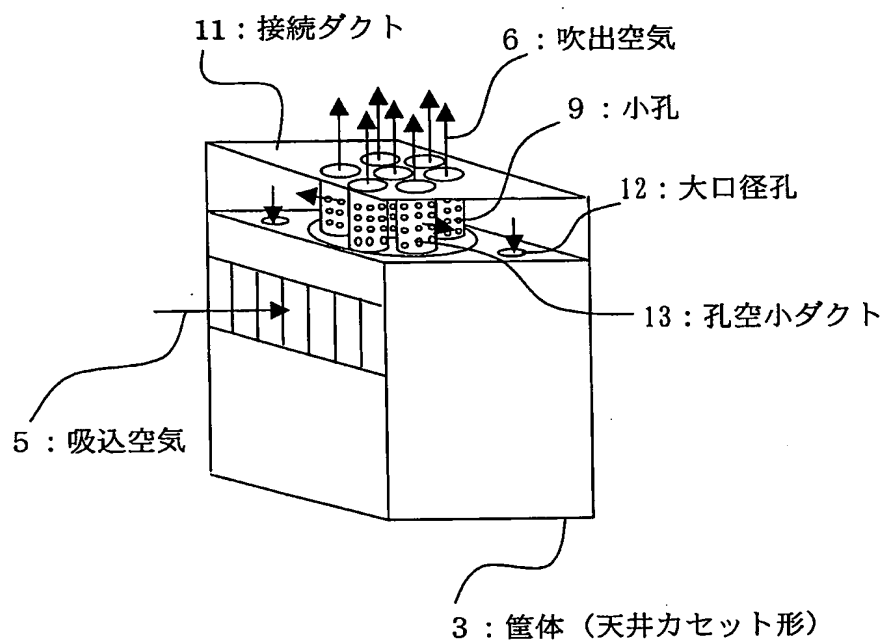
10/27

図 11



11/27

図 12



12/27

図 13

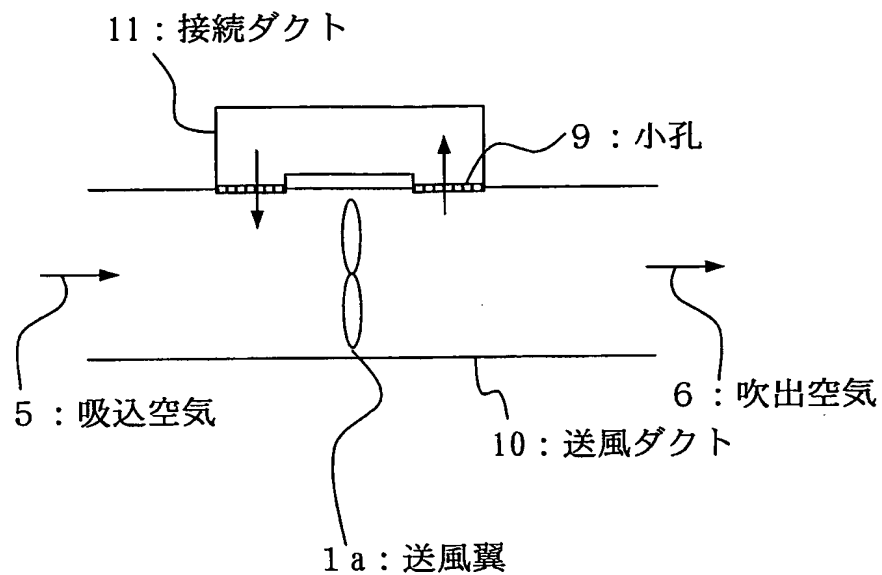
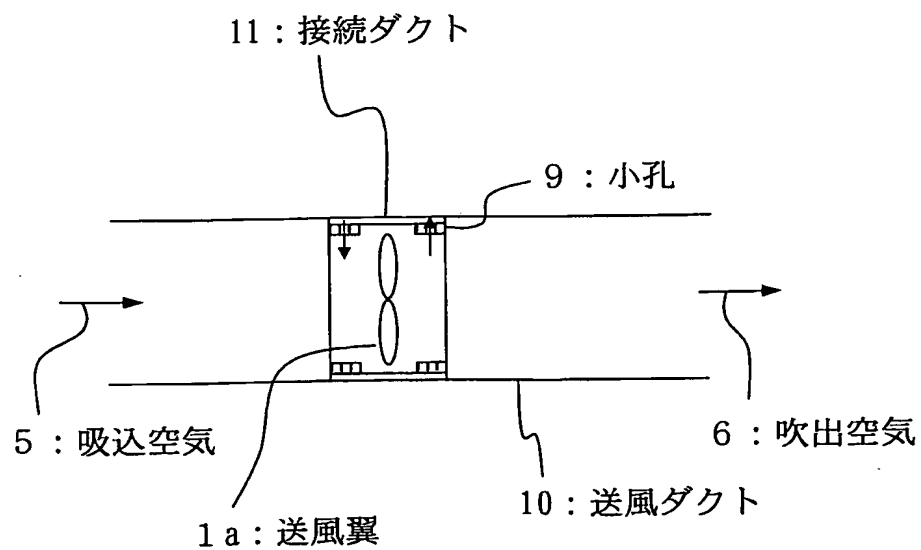


図 14



13/27

図 15

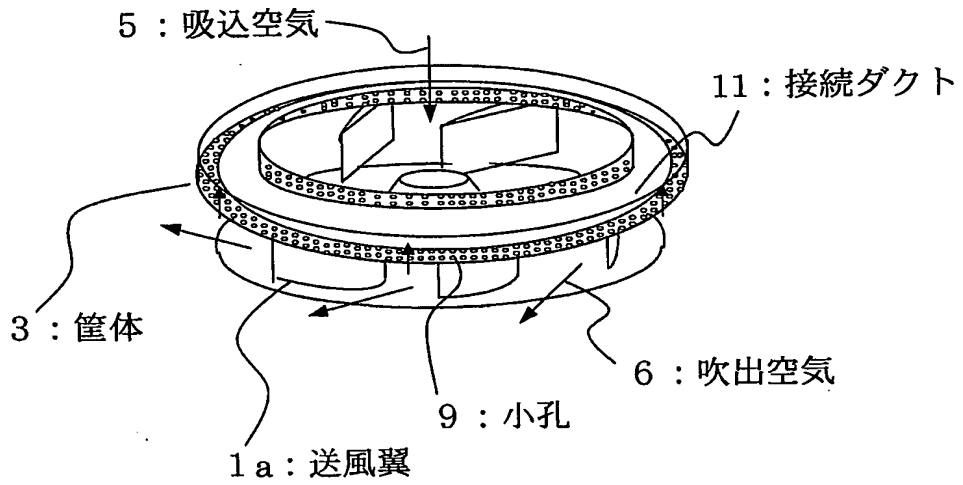
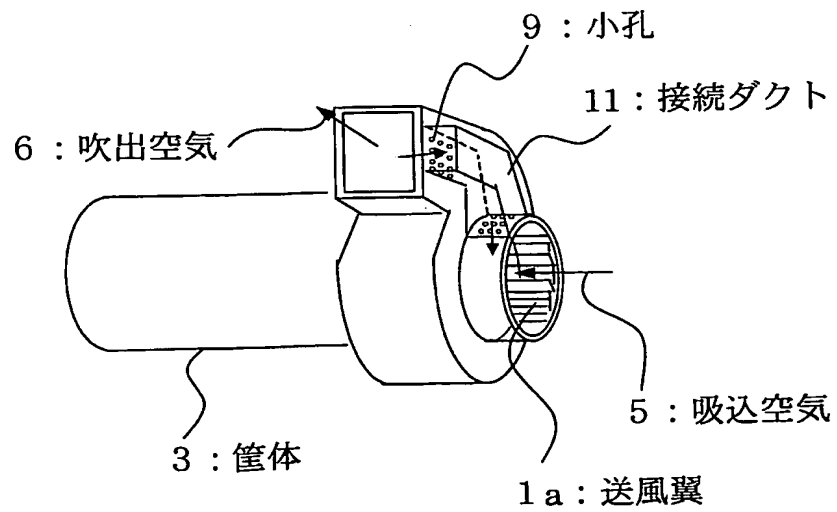


図 16



14/27

図 17

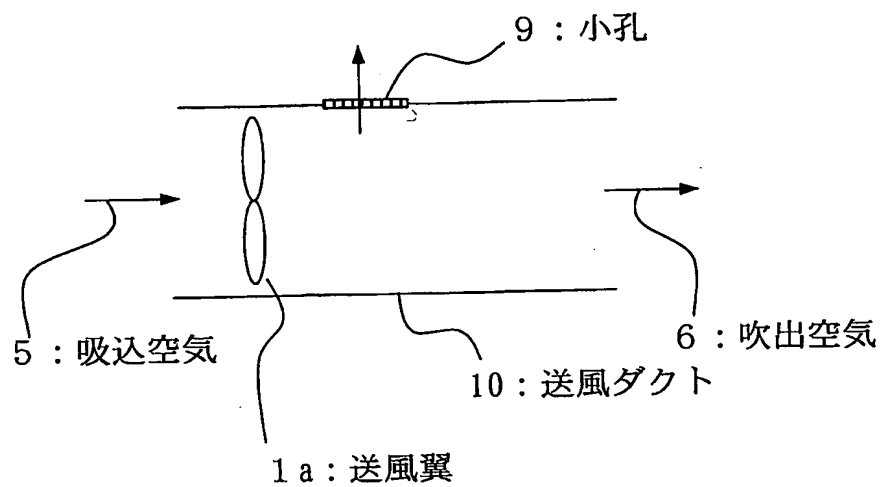
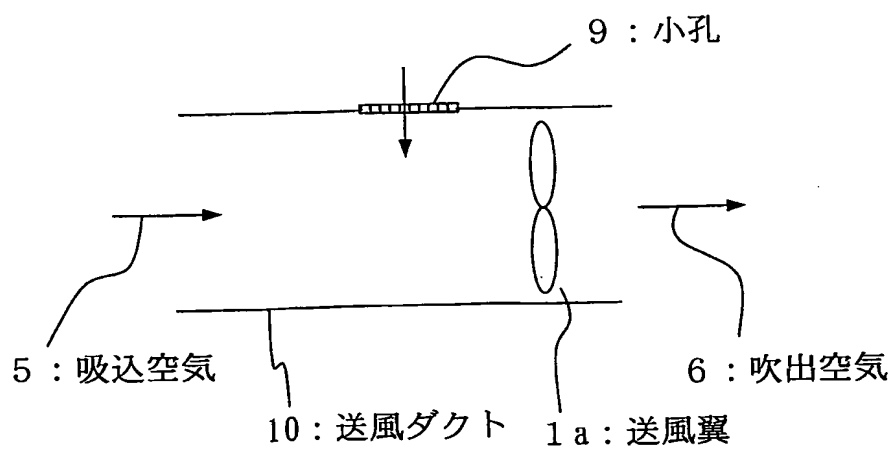


図 18



15/27

図 19

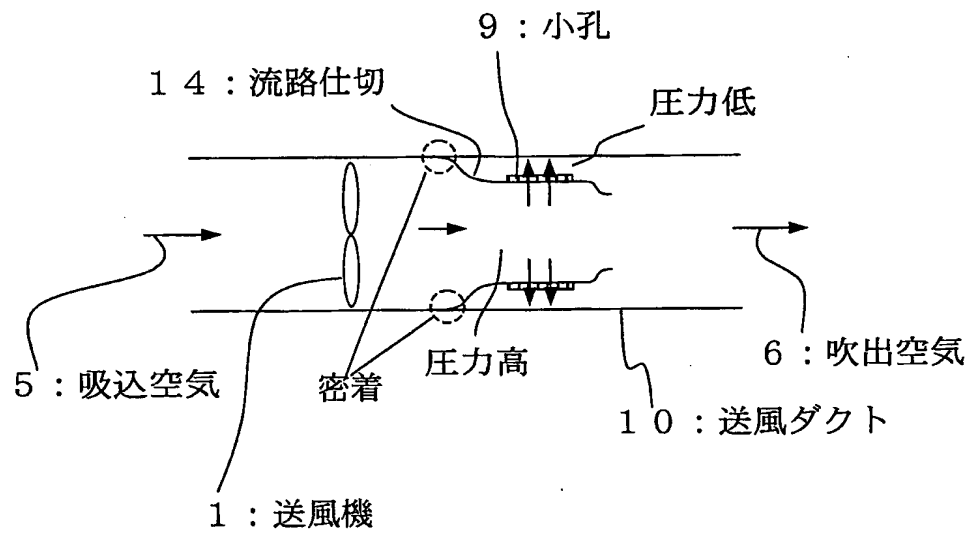
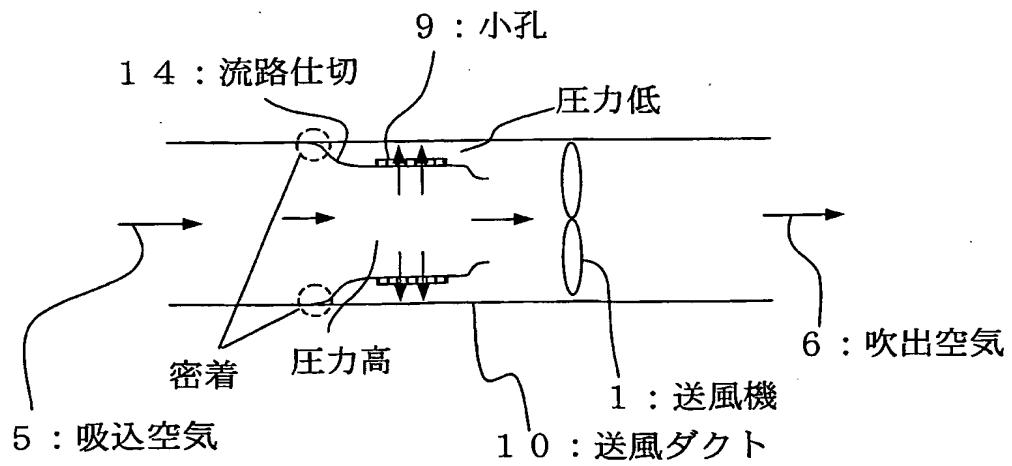


図 20



16/27

図 21

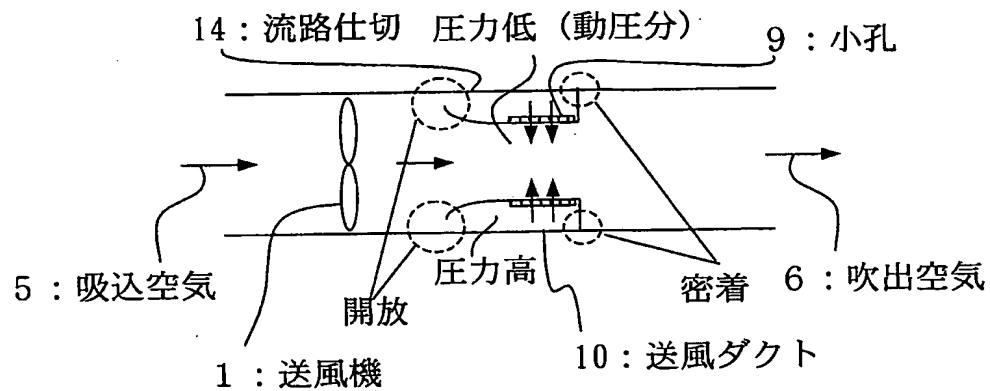
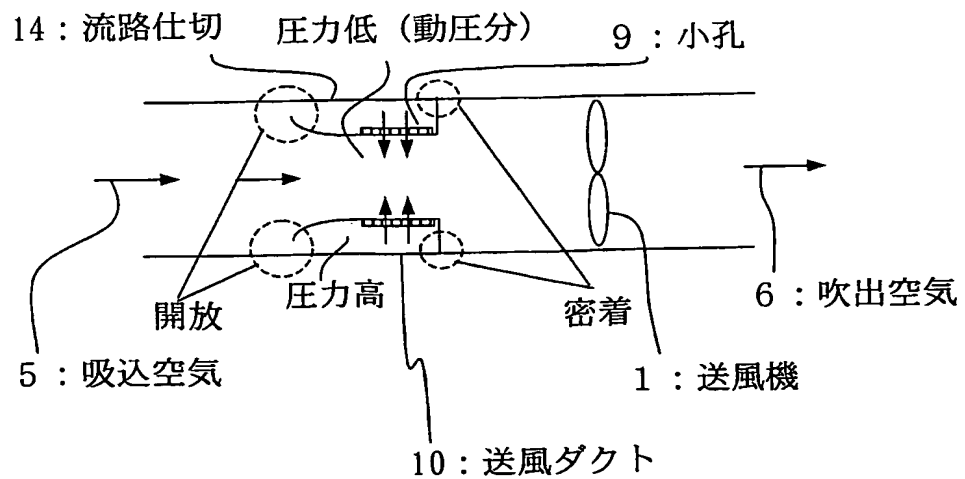
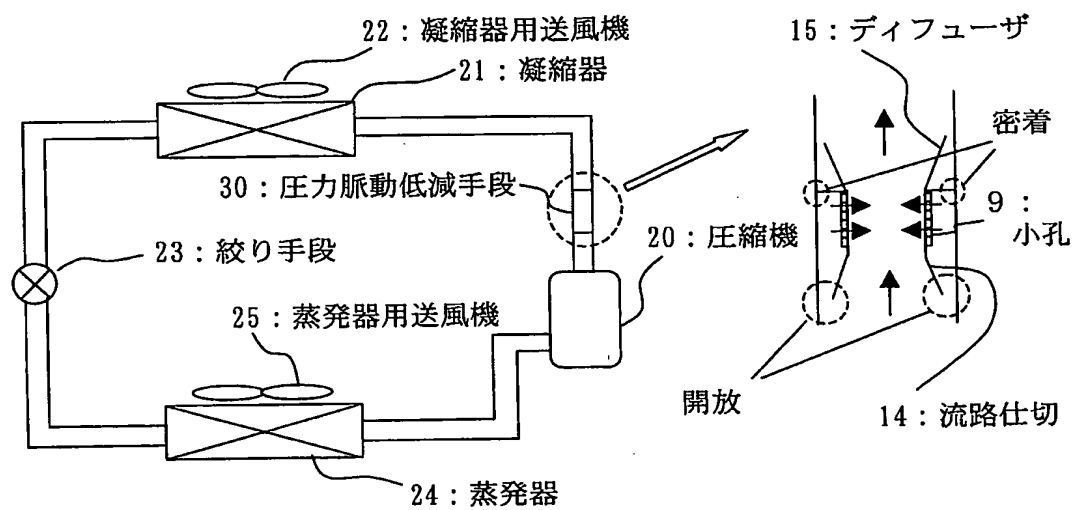


図 22



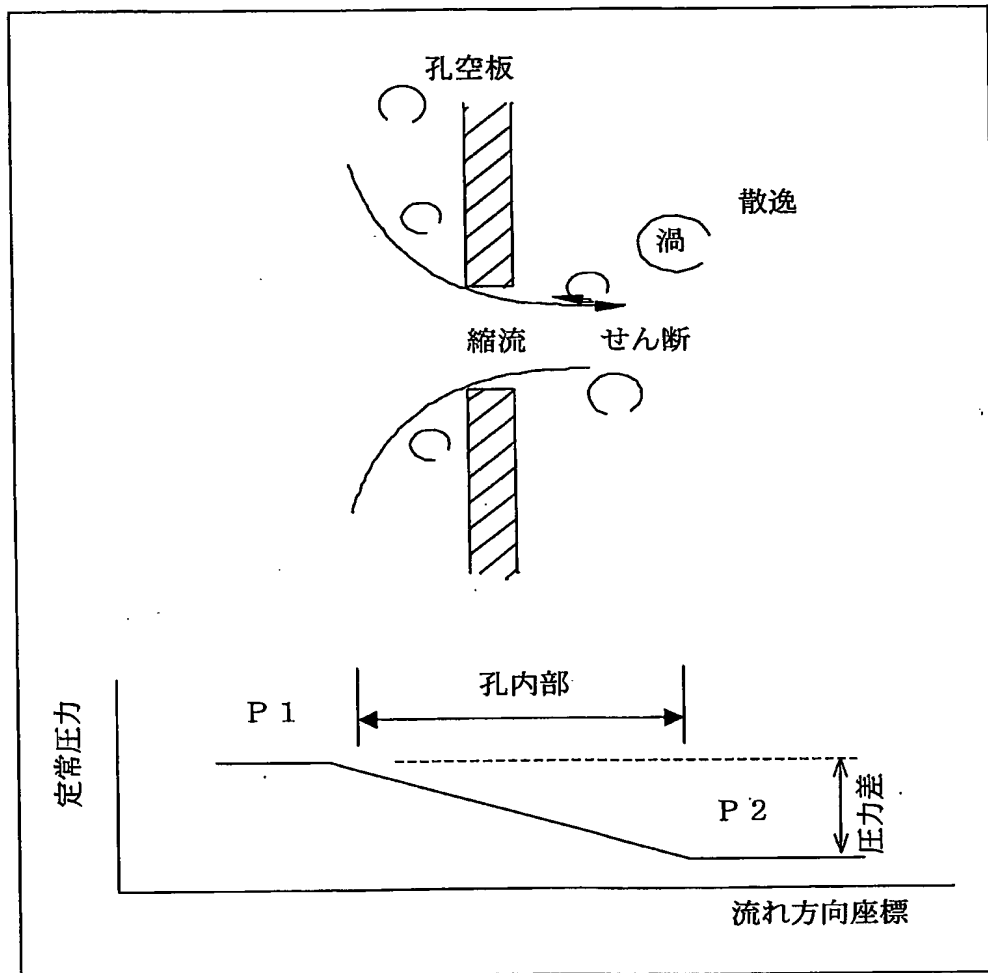
17/27

図 23



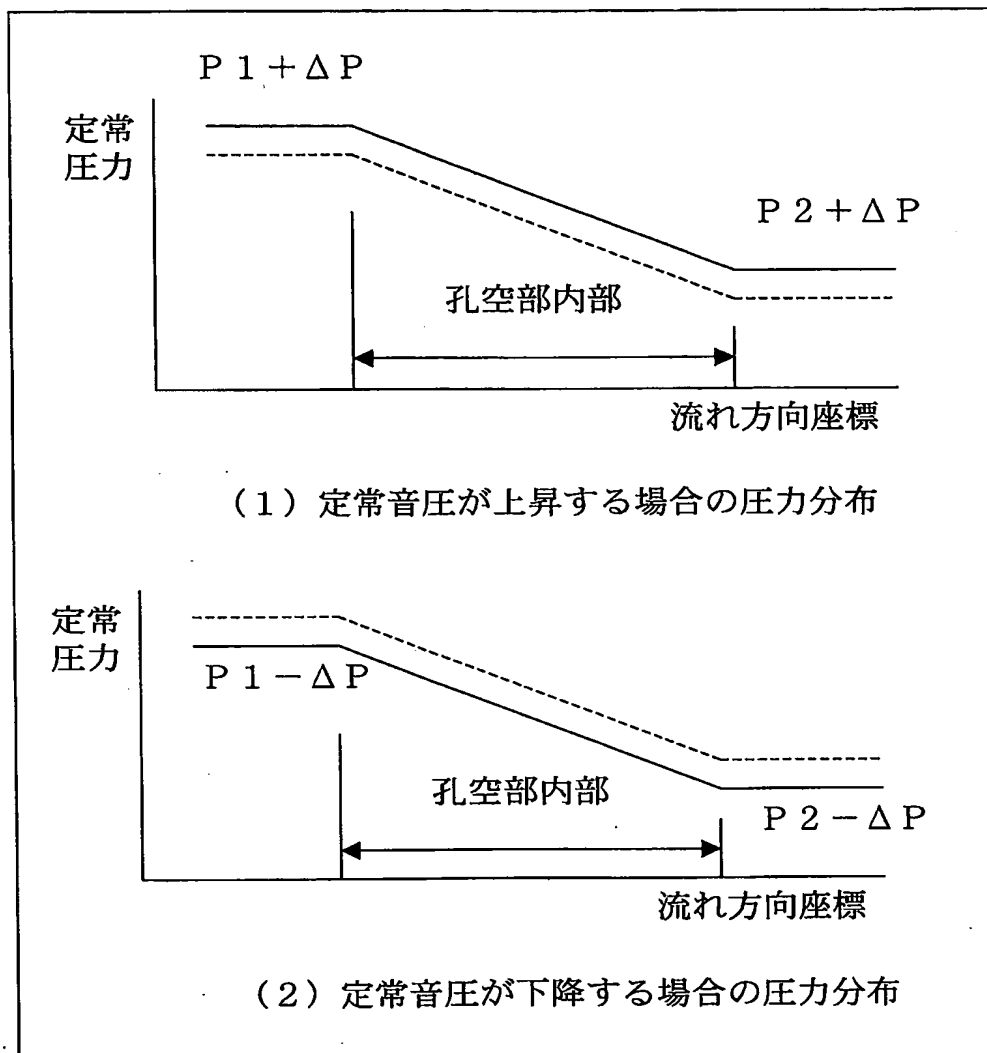
18/27

図 24



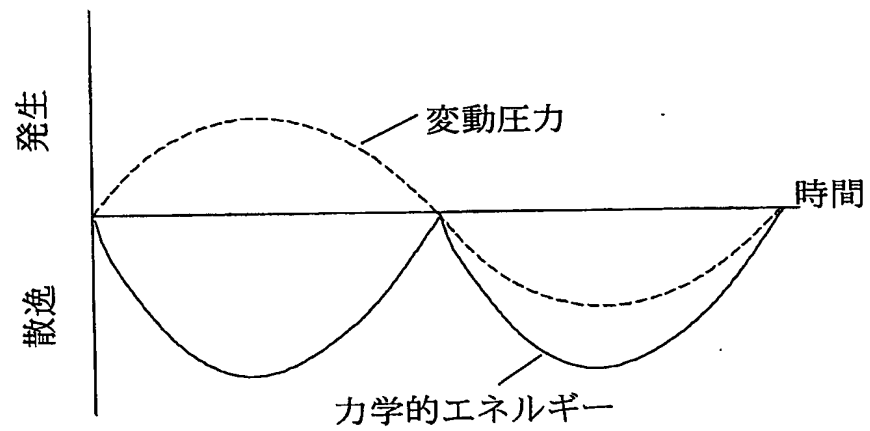
19/27

図 25



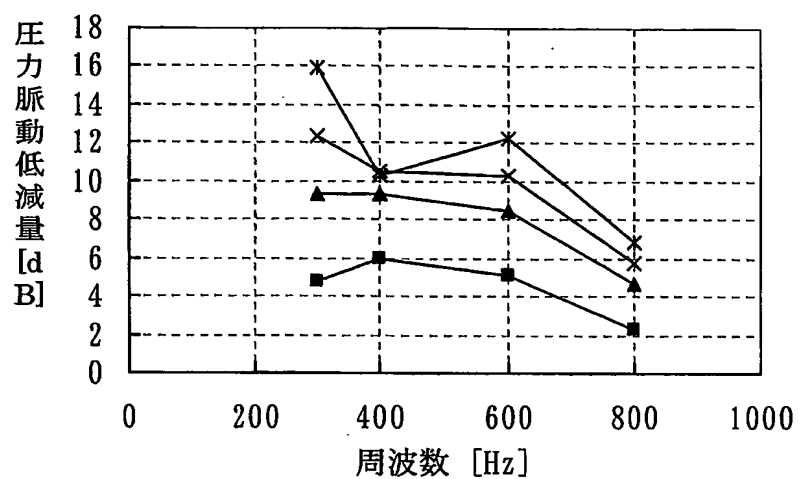
20/27

図 26

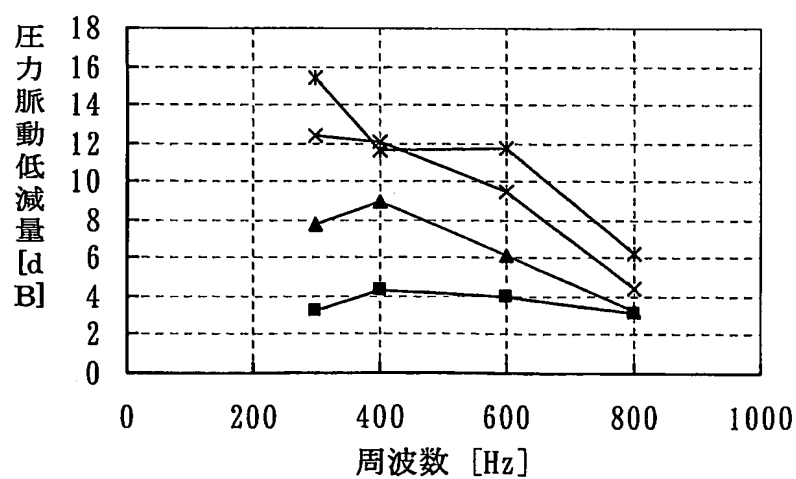


21/27

図 27



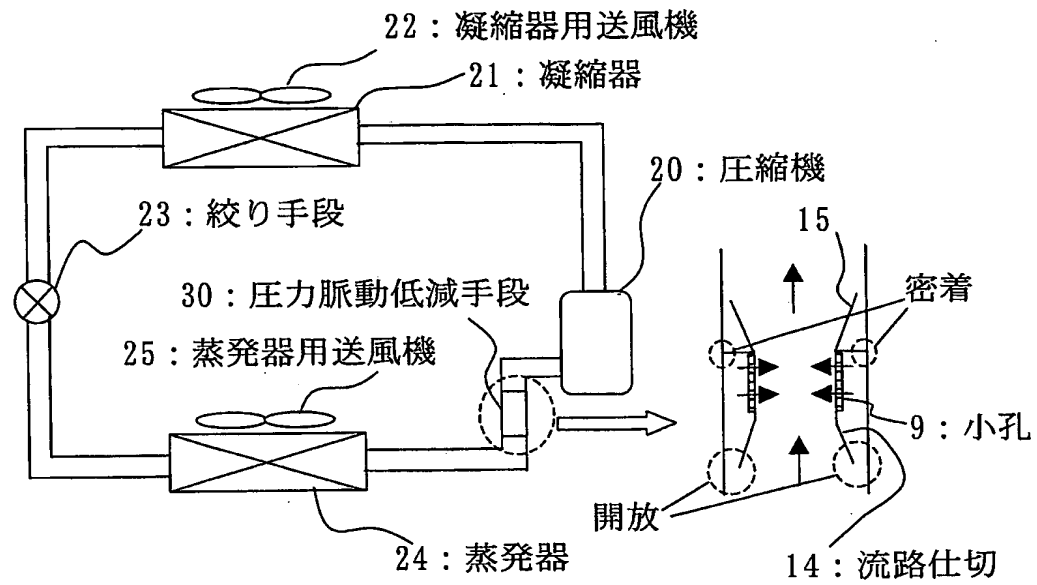
(1) 噴流吹出し時の圧力脈動低減効果



(2) 噴流吸込み時の圧力脈動低減効果

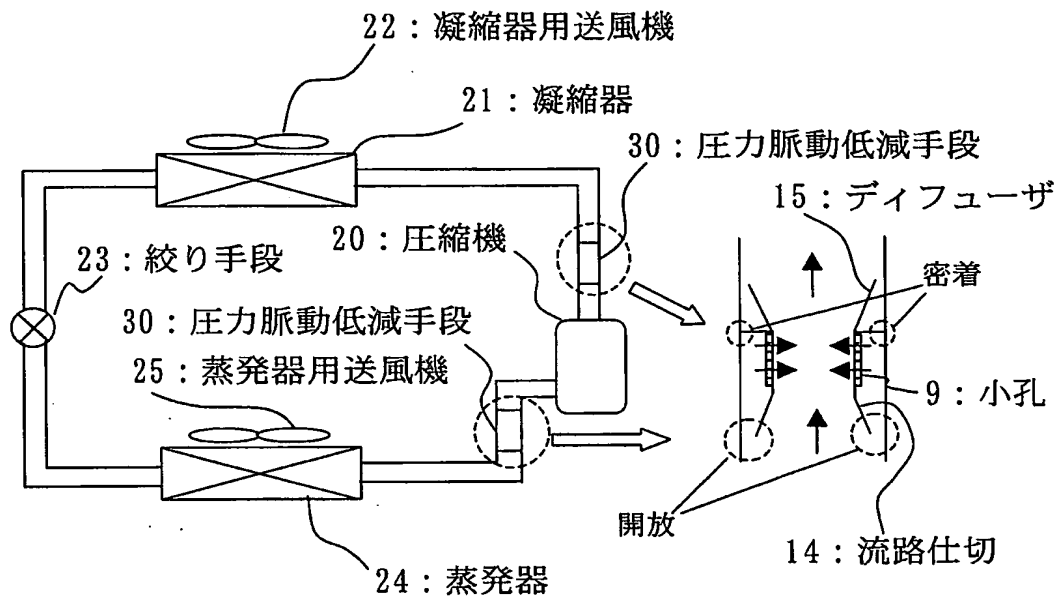
22/27

図 28



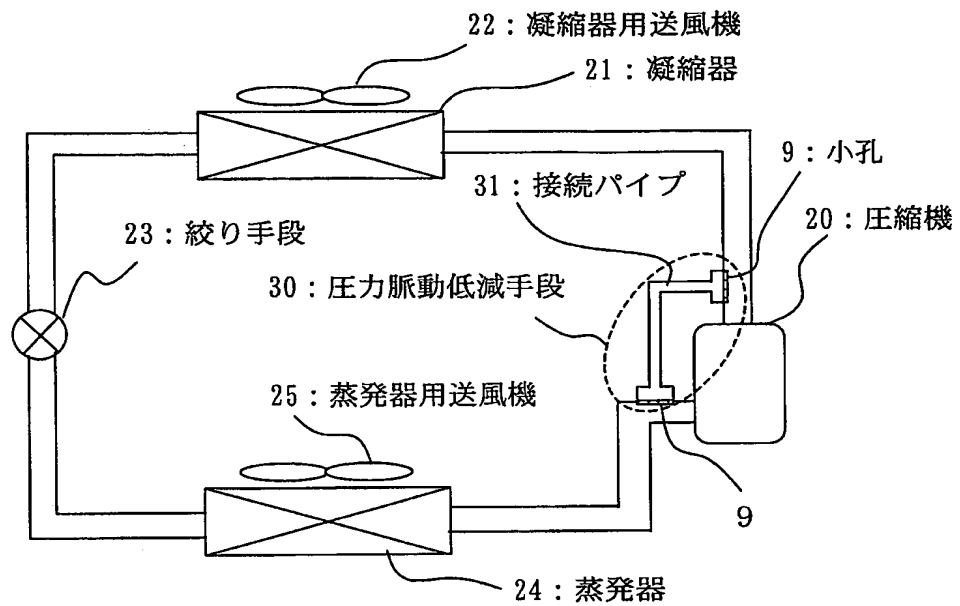
23/27

図 29



24/27

図 30



25/27

図 31

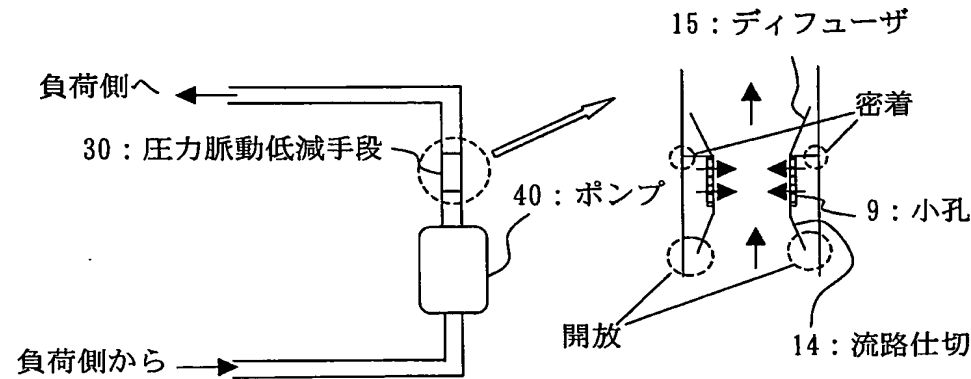
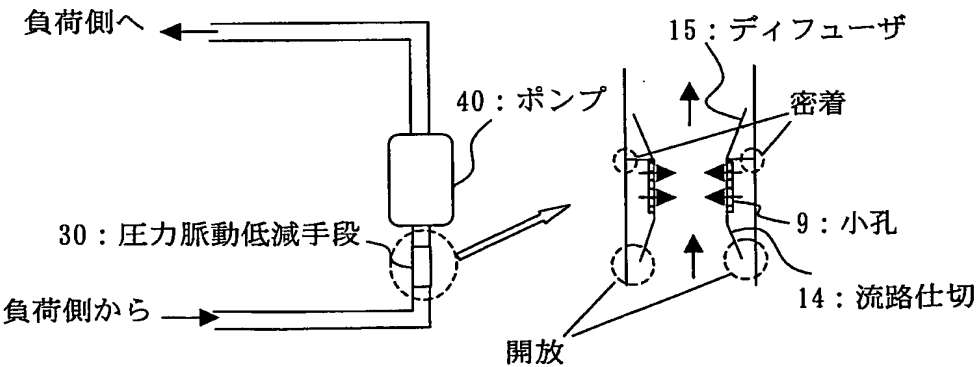


図 32



26/27

図 33

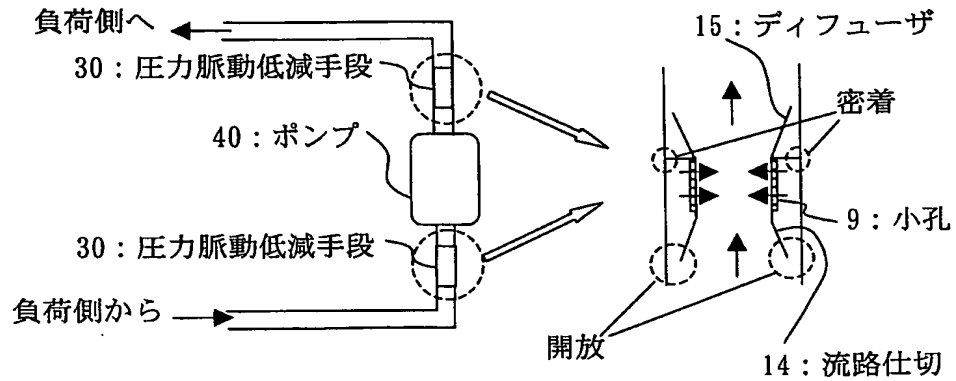
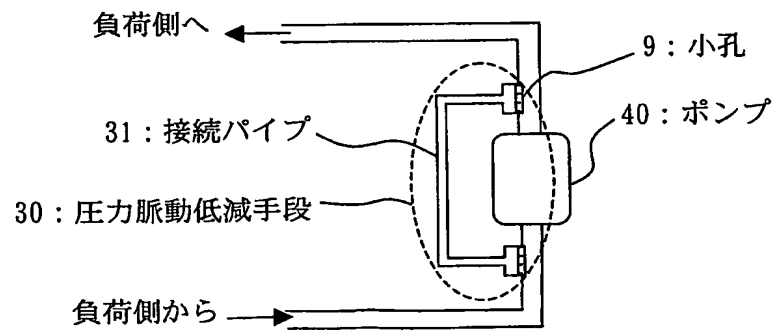
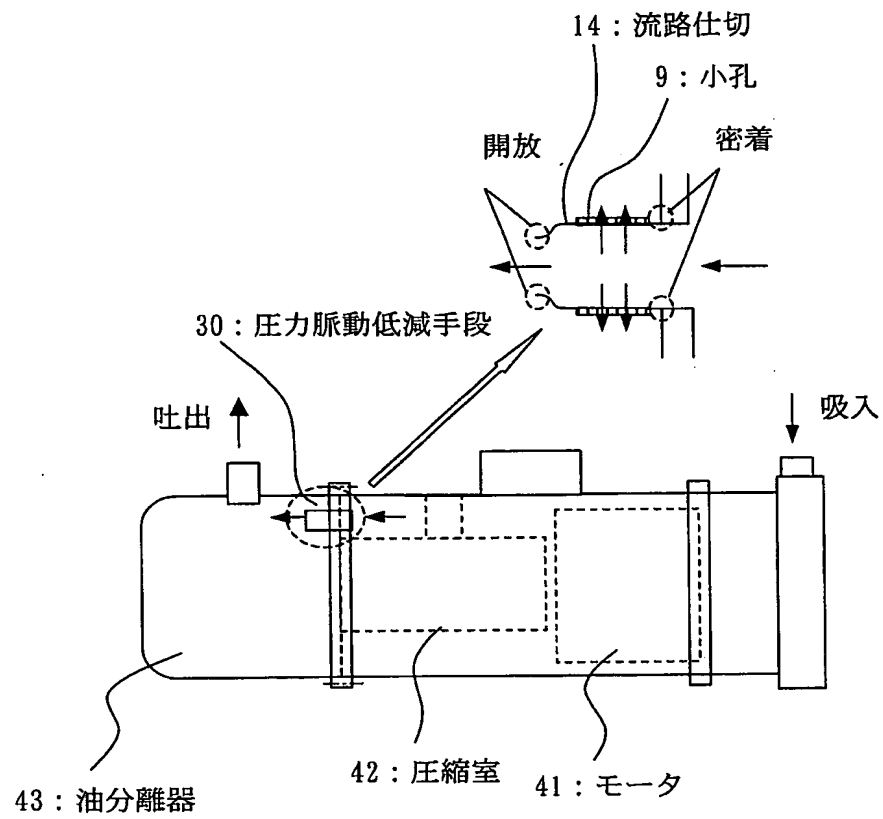


図 34



27/27

図 35



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/10741

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F24F13/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F24F13/00-13/18, G10K11/00-11/36

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 093548/1982 (Laid-open No. 194908/1983) (Toyo Kogyo Kabushiki Kaisha), 24 December, 1983 (24.12.83), Page 7, line 3 to page 8, line 16; Fig. 5 (Family: none)	1, 14, 20, 21, 23, 26, 27, 30 2-13, 15-19, 22, 24, 25, 28, 29, 31-37
Y A	JP 57-173686 A (Hitachi Plant Engineering & Construction Co., Ltd.), 26 October, 1982 (26.10.82), Page 1, lower left column, lines 5 to 13 (Family: none)	1, 14, 20, 21, 23, 26, 27, 30 2-13, 15-19, 22, 24, 25, 28, 29, 31-37

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
25 November, 2003 (25.11.03)

Date of mailing of the international search report
.09 December, 2003 (09.12.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/10741

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 61-003943 A (Tokyo Puresu Kogyo Kabushiki Kaisha), 09 January, 1986 (09.01.86), Page 20, upper right column, line 12 to lower right column, line 11; Fig. 8 (Family: none)	1-37
A	JP 04-369342 A (Hitachi, Ltd.), 22 December, 1992 (22.12.92), Page 2, left column, lines 2 to 17 (Family: none)	1-37

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F24F 13/06

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F24F 13/00-13/18, G10K 11/00-11/36

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用了電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	日本国実用新案登録出願57-093548 (日本国実用新案登録出願公開58-194908号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (東洋工業株式会社) 1983. 12. 24 第7頁第3行-第8頁第16行、第5図 (ファミリーなし)	1, 14, 20, 21, 23, 26, 27, 30 2-13, 15-19, 22, 24, 25, 28, 29, 31-37
Y A	J P 57-173686 A (日立プラント建設株式会社) 1982. 10. 26 第1頁左下欄第5-13行	1, 14, 20, 21, 23, 26, 27, 30 2-13, 15-19, 2

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

25. 11. 03

国際調査報告の発送日

09.12.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

谷口 耕之助

印

3M

9340

電話番号 03-3581-1101 内線 6326

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
	(ファミリーなし)	2, 24, 25, 28, 29, 31-37
A	JP 61-003943 A (東京プレス工業株式会社) 1986. 01. 09 第20頁右上欄第12行-右下欄第11行、第8図 (ファミリーなし)	1-37
A	JP 04-369342 A (株式会社日立製作所) 1992. 12. 22 第2頁左欄第2-17行 (ファミリーなし)	1-37